

明 細 書

冷凍装置及び空気調和装置

技術分野

- [0001] この発明は、冷凍庫、冷蔵庫、製氷機、水冷却装置、冷房ができる空気調和装置などで使用される冷凍装置及び冷房と暖房を行う空気調和装置に関するものである。

背景技術

- [0002] 従来技術における、圧縮機、放熱器、流量制御弁、蒸発器を冷媒配管で接続しハイドロフルオロカーボン(HFCと略す)系冷媒が循環するように構成した冷凍装置及び冷房と暖房を行う空気調和装置においては、HFC系冷媒の地球温暖化係数が大きく、HFC系冷媒が地球温暖化の原因になる弊害が有る。
- [0003] フロンよりも地球温暖化係数が小さいプロパンなどのハイドロカーボン(HCと略す)系冷媒、アンモニア、二酸化炭素を用いた冷凍装置及び冷房と暖房を行う空気調和装置が開発されつつある。HC系冷媒やアンモニアを使用する場合には、これらの冷媒が可燃性を持つため発火しないための対策が必要であり、法令によりその使用量が制限されている。二酸化炭素は不燃性であるが、成績係数COPが低くなるという課題が有る。
- [0004] 二酸化炭素を冷媒として使用する冷凍装置の例として空気調和装置の場合で、二酸化炭素を冷媒として使用すると成績係数COPが低くなる理由を説明する。空気調和装置では、空気温度を規定した冷房と暖房の定格条件が有る。冷房運転では、室外の乾球温度が35℃で、室内では乾球温度が27℃、湿球温度が19℃である。暖房運転では、室外で乾球温度が7℃、湿球温度が6℃であり、室内の乾球温度が20℃である。冷媒として二酸化炭素を使用する場合は、室外の温度が高い冷房定格条件での成績係数COPが特に低くなる。これは、室外の乾球温度が35℃であるため、室外に有る熱交換器出口での冷媒は35℃以上になるからである。二酸化炭素は超臨界状態から膨張する場合に、10～60℃ぐらいの間に比熱が大きい領域が有るが、室外の乾球温度が35℃の条件では、比熱が大きい領域すべてを使用することがで

きないために、エネルギー消費効率が低くなる。これに対して、HFC系冷媒またはHC系冷媒では、冷房定格条件ですべての冷媒蒸気を冷媒液に変化させる熱交換が可能であり、二酸化炭素よりも成績係数COPがよくなる。

[0005] 従来の二酸化炭素を冷媒として用いる空気調和装置においては、水や氷水や海水からなる低温熱源を用いて冷媒を冷却する冷却用熱交換器からなる冷媒冷却手段を備え、圧縮機、放熱器、冷媒冷却手段、流量制御弁、蒸発器を冷媒配管で順に接続して冷媒を循環させるものが有る。これは、冷媒冷却手段を用いて流量制御弁の入口における冷媒の温度を下げて、成績係数COPの向上を図るものである。(例えば、特許文献1参照)。

[0006] 流量制御弁の入口の冷媒を冷却する冷却手段として、動力を必要としない水や海水などを利用できない場合には冷却手段に動力が必要である。この動力は、冷却手段での冷却能力に応じて大きくなる。したがって、空気調和装置の圧縮機に必要な動力と冷却手段に必要な動力の総和を考えた場合には、冷却手段で冷却しすぎると、冷却手段に要する動力が増加し結果として成績係数COPが低下する。冷却が十分でない場合は、空気調和装置の圧縮機に要する動力が増加して結果として成績係数COPが低下する。

[0007] 特許文献1:特開平10-54617号公報

発明の開示

発明が解決しようとする課題

[0008] 冷凍装置を空気調和装置に適用した場合で説明したが、冷凍庫、冷蔵庫、製氷機、水冷却装置などで使用する冷凍装置の場合でも同様である。

この発明は、二酸化炭素などのフロンよりも地球温暖化係数が小さい不燃性の冷媒を用い、エネルギーを用いて流量制御弁の入口の冷媒を冷却する冷却手段を備える冷凍装置及び冷房と暖房を行う空気調和装置において、成績係数COPを向上させることを目的とするものである。

課題を解決するための手段

[0009] この発明に係る冷凍装置は、冷媒を圧縮する圧縮機と、冷媒の熱を放出させる放熱器と、冷媒を冷却する冷媒冷却手段と、冷媒の流量を調整する流量制御弁と、冷

媒を蒸発させる蒸発器と、前記冷媒冷却手段における熱交換量を制御する熱交換量制御手段とを備え、前記圧縮機、前記放熱器、前記冷媒冷却手段、前記流量制御弁、前記蒸発器の順番に冷媒を循環させることを特徴とするものである。

- [0010] この発明に係る空気調和装置は、冷媒を圧縮する圧縮機と、該圧縮機から吐出される冷媒が流れる方向を切替える四方弁と、冷媒と外気との間で熱交換を行う室外熱交換器と、冷媒を冷却または加熱する冷媒冷却加熱手段と、冷媒の流量を調整する流量制御弁と、冷媒と室内の空気との間で熱交換を行う室内熱交換器と、前記冷媒冷却加熱手段における熱交換量を制御する熱交換量制御手段とを備え、冷房運転時に、前記圧縮機、前記室外熱交換器、前記冷媒冷却加熱手段、前記流量制御弁、前記室内熱交換器の順番に冷媒を循環させ、暖房運転時に、前記圧縮機、前記室内熱交換器、前記流量制御弁、前記冷媒冷却加熱手段、前記室外熱交換器の順番に冷媒を循環させることを特徴とするものである。

発明の効果

- [0011] この発明に係る冷凍装置は、冷媒を圧縮する圧縮機と、冷媒の熱を放出させる放熱器と、冷媒を冷却する冷媒冷却手段と、冷媒の流量を調整する流量制御弁と、冷媒を蒸発させる蒸発器と、前記冷媒冷却手段における熱交換量を制御する熱交換量制御手段とを備え、前記圧縮機、前記放熱器、前記冷媒冷却手段、前記流量制御弁、前記蒸発器の順番に冷媒を循環させることを特徴とするものなので、効率を適切に向上することができる。
- [0012] この発明に係る空気調和装置は、冷媒を圧縮する圧縮機と、該圧縮機から吐出される冷媒が流れる方向を切替える四方弁と、冷媒と外気との間で熱交換を行う室外熱交換器と、冷媒を冷却または加熱する冷媒冷却加熱手段と、冷媒の流量を調整する流量制御弁と、冷媒と室内の空気との間で熱交換を行う室内熱交換器と、前記冷媒冷却加熱手段における熱交換量を制御する熱交換量制御手段とを備え、冷房運転時に、前記圧縮機、前記室外熱交換器、前記冷媒冷却加熱手段、前記流量制御弁、前記室内熱交換器の順番に冷媒を循環させ、暖房運転時に、前記圧縮機、前記室内熱交換器、前記流量制御弁、前記冷媒冷却加熱手段、前記室外熱交換器の順番に冷媒を循環させることを特徴とするものなので、効率を適切に向上することが

できる。

図面の簡単な説明

[0013] [図1]この発明の実施の形態1での空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図である。

[図2]この発明の実施の形態1での空気調和装置における冷媒の状態変化を説明する圧力エンタルピ図である。

[図3]この発明の実施の形態1での空気調和装置における冷媒の状態と対応する冷媒回路図における位置を説明する図である。

[図4]この発明の実施の形態1での空気調和装置における流量制御弁の入口における冷媒温度に対する冷房定格条件での成績係数COPの向上比率をシミュレーションで計算した結果を示す図である。

[図5]この発明の実施の形態1での空気調和装置における蒸発器の入口での冷媒の乾き度と放熱器の出口での冷媒を蒸発温度まで減圧した場合の乾き度との比の値である乾き度比に対する冷房定格条件での成績係数COPの向上比率をシミュレーションで計算した結果を示す図である。

[図6]この発明の実施の形態2での空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図である。

[図7]この発明の実施の形態3での空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図である。

[図8]この発明の実施の形態3での空気調和装置における暖房運転時の冷媒の状態変化を説明する圧力エンタルピ図である。

[図9]この発明の実施の形態4での空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図である。

[図10]この発明の実施の形態5での空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図である。

[図11]この発明の実施の形態5での乾き度比を推定する過程で使用する変数を説明する図である。

[図12]この発明の実施の形態6での空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図で

ある。

[図13]この発明の実施の形態7での空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図である。

[図14]この発明の実施の形態8での空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図である。

[図15]この発明の実施の形態9での空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図である。

[図16]この発明の実施の形態9での空気調和装置の構成による効率向上を説明するための圧力エンタルピ図である。

[図17]この発明の実施の形態10での空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図である。

[図18]この発明の実施の形態11での空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図である。

[図19]この発明の実施の形態11での空気調和装置の構成による効率向上を説明するための圧力エンタルピ図である。

[図20]この発明の実施の形態12での空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図である。

[図21]この発明の実施の形態13での空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図である。

[図22]この発明の実施の形態14での空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図である。

[図23]この発明の実施の形態15での空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図である。

[図24]この発明の実施の形態16での空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図である。

[図25]この発明の実施の形態17での空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図である。

符号の説明

- [0014] 1 : 空氣調和裝置
2 : 壓縮機
2A: 中間圧吸入口
3 : 放熱器
4 : 流量制御弁
5 : 蒸発器
6 : 冷媒配管
6A: 冷媒配管
6B: 冷媒配管
10 : 第2壓縮機
11 : 凝縮器
12 : 第2流量制御弁
13 : 第2蒸発器
14 : 第2冷媒配管
15 : 冷媒冷却部(冷媒冷却手段)
16 : 熱交換量制御部(熱交換量制御手段)
16A: 乾き度比推定部(乾き度比推定手段)
16B: 乾き度比制御範囲決定部(乾き度比制御範囲決定手段)
16C: 冷媒流量制御部(制御手段)
16D: 流量制御弁入口温度制御範囲決定部(流量制御弁入口温度推定手段、流量制御弁入口温度制御範囲決定手段)
20 : 四方弁
21 : 室外熱交換器
22 : 室内熱交換器
23 : 第1熱交換器
24 : 第2熱交換器
25 : 冷媒冷却加熱部(冷媒冷却加熱手段)
40 : 第2四方弁

- 41 : 第1熱交換器
- 42 : 第2熱交換器
- 45 : 気液分離器
- 46 : 第3流量制御弁
- 47 : バイパス配管
- 50 : 第3放熱器
- 51 : 第3圧縮機
- 52 : 流路切替弁(流路変更手段)
- 60 : 第3熱交換器
- 70 : 第2バイパス配管
- 71 : 第4流量制御弁
- P1 : 圧力計(第1圧力計測手段)
- P2 : 圧力計(第2圧力計測手段)
- T1 : 温度計(第1温度計測手段)
- T2 : 温度計(第2温度計測手段)
- T3 : 温度計(第3温度計測手段)
- T4 : 温度計(第4温度計測手段)
- T5 : 温度計(第5温度計測手段)

発明を実施するための最良の形態

[0015] 実施の形態1.

この発明による実施の形態1を、図1〜図5により説明する。図1は実施の形態1における、冷房専用の空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図である。図2は、冷媒の状態変化を説明する圧力エンタルピ図である。冷媒の状態と対応する冷媒回路図における位置を説明する図を、図3に示す。図4は、流量制御弁4の入口における冷媒温度に対する冷房定格条件での成績係数COPの向上比率をシミュレーションで計算した結果を示す図である。図5は、蒸発器5の入口での冷媒の乾き度と放熱器3の出口での冷媒を蒸発温度まで減圧した場合の乾き度との比の値である乾き度比に対する冷房定格条件での成績係数COPの向上比率をシミュレーションで計算した

結果を示す図である。

[0016] 図1において、空気調和装置1は、冷媒を圧縮する圧縮機2、冷媒の熱を放出させる放熱器3、冷媒を冷却する冷媒冷却手段である冷媒冷却部15、冷媒の流量を調整する流量制御弁4、冷媒を蒸発させる蒸発器5を冷媒配管6で順に接続し、冷媒として二酸化炭素が循環するように構成されている。図において、冷媒の流れを矢印により表現する。冷媒冷却部15における熱交換量を制御する熱交換量制御手段である熱交換量制御部16も備えている。圧縮機2などで構成される蒸気圧縮式冷凍サイクルを循環する冷媒を第1冷媒とも呼ぶ。

[0017] 冷媒冷却部15は、二酸化炭素よりもエネルギー消費効率が高い第2冷媒であるプロパンが循環する蒸気圧縮式冷凍サイクルで動作するものである。冷媒冷却部15は、第2冷媒を圧縮する第2圧縮機10、第2冷媒の熱を放出させる凝縮器11、第2冷媒の流量を調整する第2流量制御弁12、冷媒循環路の流量制御弁4入口での冷媒の熱により第2冷媒を蒸発させる第2蒸発器13を第2冷媒配管14で順に接続している。図において、第2冷媒の流れも矢印により表現する。

第2冷媒を使用する冷凍サイクルによる冷媒冷却部15の冷却能力は、第1冷媒を使用する冷凍サイクルの冷却能力の10分の1から5分の1程度とする。

[0018] 蒸発器5が空気を冷却する対象の室内に設置され、その他の装置は屋外に設置され、冷媒配管6が機器の間に冷媒を循環させるように配管される。なお、駅のホームなどの屋外に蒸発器3が設置される場合もある。放熱器3、蒸発器5及び凝縮器11という空気と熱交換を行う必要が有る装置以外は、熱がもれて効率が下がることが無いように、必要十分な断熱を実施する。

[0019] 次に、冷媒(厳密には第1冷媒)の状態の変化を図2によって説明する。図において点Cなどの軌跡の角に無い冷媒の状態を示す点は、黒丸により点の位置を示す。まず、圧縮機2の吸入側の冷媒配管6での低温低圧の冷媒蒸気は、図2における点Aの位置に有る。圧縮機の入口では冷媒はすべて蒸気である必要が有るが、冷媒蒸気の温度が高いと圧縮機でより多くの機械的入力が必要になるので、点Aでの過熱度はゼロに近い所定値とする。

冷媒が圧縮機2によって圧縮されると、点Bで示される高温高圧の超臨界流体とな

って吐出される。冷媒は放熱器3に送られ、そこで空気などと熱交換して温度が低下して点Cで示される高圧の超臨界流体の状態になる。

冷媒は熱交換量制御部16により冷却能力が制御される冷媒冷却部15によってさらに冷却されて温度が低下し、点Dで示される状態となる。さらに、流量制御弁4に流入し減圧され、点Eで示される低温低圧の気液二相状態に変化する。冷媒は蒸発器5に送られ、そこで空気などと熱交換して蒸発し、点Aで示される低温低圧の冷媒蒸気になり、圧縮機に戻る。

[0020] 冷媒冷却部15が冷媒を冷却しない場合には、図2において点Cで示される冷媒が流量制御弁4に流入し減圧され、点Fで示される低温低圧の気液二相状態に変化する。冷媒冷却部15が冷媒を冷却しない場合の冷媒の軌跡を点線で示す。冷媒冷却部15が冷媒を冷却する場合の軌跡A-B-C-D-E-Aと、冷却しない場合の軌跡A-B-C-F-Aを比較すると、以下のようになる。圧縮機での機械的入力 $H1$ は軌跡A-Bでのエンタルピ差 $H1$ であり、どちらの場合でも同じである。冷却能力は、冷媒冷却部15が冷媒を冷却する場合は軌跡E-Aのエンタルピ差 $H2A$ であり、冷却しない場合は軌跡F-Aのエンタルピ差 $H2B$ である。図2より明らかなように $H2A > H2B$ であり、冷媒冷却部15での機械的入力を考慮しなければ、冷媒を冷却するほど成績係数COPが向上する。

[0021] 実際は、冷媒冷却部15でも機械的入力を必要とするので、冷媒冷却部15で冷媒を冷却することによる冷却能力の向上分と冷媒冷却部15への機械的入力の比の値が、成績係数COPよりも大きい範囲では、冷却するほど成績係数COPが向上し、比の値が成績係数COPよりも小さくなると成績係数COPが低下する。これより、冷媒冷却部15での熱交換量すなわち冷却量には、成績係数COPを最もよくする最適値が存在することになる。

[0022] このことをより定量的に説明する。図4は、流量制御弁4の入口における冷媒温度に対する冷房定格条件での成績係数COPの向上比率をシミュレーションで計算した結果を示す図である。図5は、蒸発器5の入口での冷媒の乾き度と放熱器3の出口での冷媒を蒸発温度まで減圧した場合の乾き度との比の値である乾き度比を横軸にとつて、冷房定格条件での成績係数COPの向上比率をシミュレーションで計算した結果

を示す図である。乾き度比の分子は、図2の点Eにおける乾き度であり、分母は図2の点Fにおける乾き度である。なお、乾き度とは気液2相状態での冷媒の冷媒蒸気の比率である。冷媒蒸気だけであれば乾き度は1.0で有り、冷媒蒸気がなければ乾き度は0.0である。

- [0023] シミュレーションの細かな条件は以下である。冷房定格条件において、冷媒が二酸化炭素で、圧縮機2の効率が70%、圧縮機2の吸入蒸気過熱度が0℃、放熱器3の出口における冷媒と空気との温度差が3℃、冷媒冷却部15で使用する第2冷媒がプロパン、第2圧縮機10の効率が70%、凝縮器11における凝縮温度が40℃である。

図4では、圧縮機2による圧縮後の冷媒の圧力 P_d を $P_d=9\text{MPa}$, 10MPa , 11MPa の何れかとし、蒸発器5の入口での冷媒の温度 T_e を $T_e=15^\circ\text{C}$, 10°C , 5°C , 0°C の何れかとし、流量制御弁4の入口での冷媒の温度 T_f を変化させた場合の成績係数COPを、 $T_e=0^\circ\text{C}$ として冷媒冷却部15で冷媒を冷却しない場合すなわち $T_f=38^\circ\text{C}$ の場合での成績係数COPで割った値であるCOP改善比を示す。

図5では、 P_d 、 T_e を図4と同様に設定した各場合に対して、乾き度比(変数 X で表現する)を変化させた場合成績係数COPを、 $T_e=0^\circ\text{C}$ として冷媒冷却部15で冷媒を冷却しない場合すなわち $X=1.0$ の場合での成績係数COPで割った値であるCOP改善比を示す。

- [0024] 図4と図5から、流量制御弁4の入口での冷媒の温度 T_f を適切に制御すると、全く冷却しない場合に対して成績係数COPが1.3～1.4倍程度改善することが分かる。また、図4から $T_e=15^\circ\text{C}$ または 10°C の場合は、 $P_d=9\text{MPa}$, 10MPa , 11MPa の何れの場合でも $T_f=20^\circ\text{C}$ ～ 30°C の範囲で、成績係数COPは最大値を含み変動の幅は0.1未満である。 $T_e=5^\circ\text{C}$ または 0°C の場合は、 $P_d=9\text{MPa}$, 10MPa , 11MPa の何れの場合でも $T_f=15^\circ\text{C}$ ～ 25°C の範囲で、成績係数COPは最大値を含み変動の幅は0.1未満である。図5からは、 $P_d=11\text{Pa}$ 、 $T_e=15^\circ\text{C}$ の場合を除き、乾き度比 $X=0.2$ ～ 0.5 の範囲で、成績係数COPは最大値を含み変動の幅は0.1未満である。ことが分かる。 $P_d=11\text{Pa}$ 、 $T_e=15^\circ\text{C}$ の場合は、 $X=0.1$ で成績係数COPが最大になるが、 $X=0.2$ ～ 0.5 の範囲でも最大値との差は0.02程度である。

- [0025] この発明による実施の形態1では、成績係数COPが所定の動作条件において成

績係数COPが最大値からの差が小さい所定の範囲内になるように、冷媒冷却手段での熱交換量を熱交換量制御手段により制御して、流量制御弁4の入口の冷媒温度を適切に制御するものである。熱交換量制御手段が有ることにより、冷媒冷却手段での熱交換量が十分でなかったり過剰であったりして成績係数COPを悪化させることを避けることができる。すなわち確実に成績係数COPを改善できるという効果が有る。また、改善した成績係数COPは、第2冷媒として使用したプロパンなどを冷媒として用いた場合の値に近い値とすることができる。第2冷媒は、可燃性が有るか地球温暖化係数が第1冷媒よりも悪い冷媒である。そのような第2冷媒の使用量を低減できるという効果も有る。また、第2冷媒の冷媒回路は室外にて閉ループで構成し、室内への第2冷媒の漏洩を回避できる。

[0026] なお、図4と図5では、PdとTeを一定としてグラフを書いているが、冷媒冷却手段での熱交換量を変化させると、PdやTeが僅かに変化する場合もある。そのような場合でも、冷媒冷却手段での熱交換量の変化に対して成績係数COPが最大になる冷媒冷却手段での熱交換量は存在しており、成績係数COPが最大値に近い所定の範囲内になるように冷媒冷却手段での熱交換量を制御してやれば、確実に成績係数COPを向上できる。

[0027] この実施の形態1では、第1冷媒として二酸化炭素を使用した。フロンより地球温暖化係数が小さく不燃性の冷媒であれば、二酸化炭素以外を使用してもよい。第2冷媒としてプロパンを使用した。第1冷媒よりもエネルギー消費効率がよい冷媒であれば、可燃性があつたり地球温暖化係数が第1冷媒より大きかつたりしてもよい。第2冷媒としては、HFC系冷媒、HC系冷媒、アンモニアなどを使用することが考えられる。

冷媒冷却手段として第2冷媒による蒸気圧縮式冷凍サイクルを使用した。吸収式冷凍サイクル、ペルチエ効果などを利用するものであつてもよい。水や氷水や海水からなる低温熱源が利用可能な場合は、低温熱源を用いて冷却した上で不足する冷却量を、エネルギーを消費する手段により冷却する冷媒冷却手段を用いるようにしてもよい。

第2冷媒による蒸気圧縮式冷凍サイクルを使用しない場合は、第1冷媒としてHFC

系冷媒、HC系冷媒、アンモニアなどを使用する場合でも、冷媒冷却手段での熱交換量を熱交換量制御手段により制御して、成績係数COPを確実に向上できるという効果は得られる。

圧縮機を1台としたが、2台以上の圧縮機を使用する場合にも適用できる。第2圧縮機を1台としたが、2台以上の圧縮機を使用する場合にも適用できる。

[0028] 冷房専用の空気調和装置に冷凍装置を使用する場合で説明したが、冷房と暖房ができる空気調和装置、冷凍庫、冷蔵庫、製氷機、水冷却装置などで使用するようにしてもよい。なお、蛇足であるが、冷凍装置または冷凍機とは低温をつくる機械装置を意味しており、食品などを凍結させて低温で保存する機械装置だけを意味するものではない。また、冷房と暖房ができる空気調和装置も、冷房運転時は冷凍装置に含まれる。

以上のことは、他の実施の形態でもあてはまる。

[0029] 実施の形態2.

図6に、この発明による実施の形態2における冷房と暖房ができる空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図を示す。図において、冷房時の冷媒の流れを実線の矢印で示し、暖房時の冷媒の流れを点線の矢印で示す。

冷房専用の場合である実施の形態1の図1と異なる点だけを説明する。冷房運転と暖房運転の両方ができるように、圧縮機2から吐出する冷媒が流れる方向を切替える四方弁20を追加している。放熱器3と蒸発器5は暖房運転で冷房運転の場合と互いに役割が入れ替わって運転するので、放熱器3は冷媒と外気の間で熱交換を行う室外熱交換器21に置き換わり、蒸発器5は冷媒と室内の空気の間で熱交換を行う室内熱交換器22に置き換わっている。なお、冷房運転時には、室外熱交換器21は放熱器3と同様に動作し、室内熱交換器22は蒸発器5と同様に動作する。

四方弁20により、冷房運転時には冷媒が、圧縮機2、室外熱交換器21、冷媒冷却部15、流量制御弁4、室内熱交換器22の順番に循環する。暖房運転時には、圧縮機2、室内熱交換器22、流量制御弁4、冷媒冷却部15、室外熱交換器21の順番に冷媒を循環させる。

その他の点では、実施の形態1の場合と同様な構成である。

[0030] 次に動作を説明する。まず、冷房運転時の動作は、放熱器3が室外熱交換器21に蒸発器5が室内熱交換器22にそれぞれ置き換わっているが、実施の形態1の場合と同様である。冷媒の状態変化を説明する圧力エンタルピ図も、図2のようになる。

次に、暖房運転時の動作を説明する。まず、圧縮機2の吸入側の冷媒配管6での低温低圧の冷媒蒸気は、冷媒がすべて蒸気であり過熱度がゼロに近い所定値になる図2における点Aの位置に有る。圧縮機2で圧縮されて、点Bで示される高温高压の超臨界流体となって吐出される。吐出された冷媒は、四方弁20を通して放熱器としての室内熱交換器22に送られ、室内の空気を暖めるように熱交換して温度が低下して点Cで示される高压の超臨界流体になる。なお厳密には、暖房運転での点Cの位置は冷房運転の場合よりもエンタルピが小さい位置に有る。その理由は、暖房定格運転の室内温度は20℃であり、冷房定格運転の室外温度の35℃よりも低いからである。

[0031] 冷媒は流量制御弁4に流入し減圧され、点Fで示される低温低圧の気液二相状態に変化する。暖房運転時は冷媒冷却部15を動作させないので、冷媒冷却部15の第2蒸発器13を通過しても、冷媒の状態はほとんど変化しない。厳密には、第2蒸発器13において冷媒と第2冷媒の間で熱交換がなされる可能性は有るが、その熱交換量は無視できるほど小さい。その理由は、第2圧縮機10が停止しており、第2冷媒が循環しておらず、冷媒配管は細いので、冷媒配管中の細くて長い冷媒を熱量が伝わりにくく、冷媒冷却部15全体が断熱されており熱量を発散または受容することが無いからである。他の熱交換器でも、少なくとも一方の冷媒が流れない場合は、熱交換が行われないものとする。

冷媒は、蒸発器としての室外熱交換器21に送られ、そこで空気などと熱交換して蒸発し、点Aで示される低温低圧の冷媒蒸気になる。そして、四方弁20を通り圧縮機1に戻る。以上をまとめると、暖房運転時での冷媒の状態変化の軌跡は、図2における軌跡A-B-C-F-Aになる。

暖房運転時は冷媒冷却部15が停止しているので、冷媒冷却部15が無い場合と成績係数COPが同じになる。

[0032] この実施の形態2の構成でも、冷房運転時に熱交換量制御手段により冷媒冷却手

段での熱交換量を適切に制御することにより、成績係数COPを確実に向上できるという効果が有る。可燃性が有るか地球温暖化係数が第1冷媒よりも悪い第2冷媒の使用量を少なくしても、第2冷媒だけの場合と同等な成績係数COPを実現できるという効果も有る。また、第2冷媒の冷媒回路は室外にて閉ループで構成し、室内への第2冷媒の漏洩を回避できる。

[0033] 実施の形態3.

図7は、実施の形態3における空気調和装置の構成を示す冷媒回路図である。実施の形態3では、実施の形態2における冷媒冷却部15を、冷媒を冷却または加熱する冷媒冷却加熱手段である冷媒冷却加熱部25に変更している。

実施の形態2と異なる点だけを説明する。冷媒冷却加熱部25において、第2圧縮機から吐出する第2冷媒が流れる方向を切替える第2四方弁40が追加されており、凝縮器11が第2冷媒と外気の間で熱交換を行う第1熱交換器41に置き換わり、第2蒸発器13が冷媒を冷却または加熱するように第2冷媒との間で熱交換を行う第2熱交換器42に置き換わっている。なお、冷房運転時は、第1熱交換器41は凝縮器11と同様に動作し、第2熱交換器42は第2蒸発器13と同様に動作する。

第2四方弁40により、冷房運転時には冷媒が、第2圧縮機10、第1熱交換器41、第2流量制御弁12、第2熱交換器42の順番に循環する。暖房運転時には、圧縮機2、第2熱交換器42、第2流量制御弁12、第1熱交換器41の順番に冷媒を循環させる。

上記以外の点は、実施の形態2の場合と同様である。

[0034] 次に動作を説明する。冷房運転時の動作は、実施の形態1及び実施の形態2の場合と同様である。

暖房運転時に、実施の形態2では冷媒冷却部15が停止していたが、この実施の形態3では冷媒冷却加熱部25が冷媒を加熱するように動作する。この発明の実施の形態3での空気調和装置における暖房運転時の冷媒の状態変化を説明する圧力エンタルピ図を、図8に示す。実線がこの実施の形態3の場合であり、点線が実施の形態2の場合である。

[0035] 暖房運転時の動作は、以下のようになる。まず、圧縮機2の吸入側の冷媒配管6で

の低温低圧の冷媒蒸気は、冷媒がすべて蒸気であり過熱度がゼロに近い所定値になる図8における点A2の位置に有る。理由は後で説明するが、点A2は実施の形態2の場合での点Aよりも圧力が少し高くエンタルピは少し小さい。圧縮機2で圧縮されて、点B2で示される高温高圧の超臨界流体となって吐出される。点B2と点Bの圧力は同じで、点B2のエンタルピ方が点Bよりも小さい。

吐出された冷媒は、四方弁20を通して放熱器としての室内熱交換器22に送られ、室内の空気を暖めるように熱交換して温度が低下して点Cで示される高圧の超臨界流体になる。室内熱交換器22において所定の条件である室内の空気と熱交換するので、点Cは実施の形態2の場合とほぼ同じ位置に有る。

冷媒は流量制御弁4に流入し減圧され、点F2で示される低温低圧の気液二相状態に変化する。点F2も点A2と同じ圧力であり、点Fよりも少し圧力が高い。冷媒冷却加熱部25の第2熱交換器41により加熱されて、冷媒蒸気が増加した気液二相状態の点Gで示される状態になる。冷媒が蒸発器としての室外熱交換器21へ送られ、そこで空気などと熱交換して蒸発し、低温低圧の冷媒蒸気になり、四方弁20を通り圧縮機に戻る。

[0036] さて、冷媒冷却加熱部25の第2熱交換器41により冷媒を加熱することにより、冷媒を加熱しない場合よりも、流量制御弁4を出た冷媒の圧力が高くなる理由を説明する。冷媒を加熱することにより室外熱交換器21で吸収すべき熱量が小さくなり、相対的に室外熱交換器21の能力が大きくなったことになる。室外熱交換器21の能力が大きくなると、所定の外気温に対して冷媒蒸気の温度差が小さくすなわち蒸発温度が高くなる。蒸発温度が高くなると、冷媒蒸気の圧力も高くなる。

[0037] 次に、冷媒冷却加熱部25の第2熱交換器41により冷媒を加熱することにより、成績係数COPが向上することを説明する。冷媒を加熱しない場合の成績係数をCOP1とし、冷媒を加熱する場合の成績係数をCOP2とする。また、点Bと点Aとの間のエンタルピ差を $\Delta H1$ とし、点B2と点A2との間のエンタルピ差を $\Delta H2$ とする。点Aと点Cの間のエンタルピ差を $\Delta H3$ 、点A2と点Cの間のエンタルピ差を $\Delta H4$ とする。ここで、 $\Delta H1$ は冷媒冷却加熱部25で冷媒を加熱しない場合の圧縮機2の機械的入力であり、 $\Delta H2$ は冷媒を加熱する場合の圧縮機2の機械的入力である。また、室内熱交換

器22での効率を100%とした場合には、 $\Delta H1 + \Delta H3$ が冷媒を加熱しない場合に室内熱交換器21で得られる熱量になり、 $\Delta H2 + \Delta H4$ が冷媒を加熱する場合に室内熱交換器21で得られる熱量になる。よって、変数の定義から以下が成立する。

$$COP1 = (\Delta H1 + \Delta H3) / \Delta H1 \quad (式1)$$

$$COP2 = (\Delta H2 + \Delta H4) / \Delta H2 \quad (式2)$$

$$\begin{aligned} COP2 - COP1 &= (\Delta H2 + \Delta H4) / \Delta H2 - (\Delta H1 + \Delta H3) / \Delta H1 \\ &= \Delta H4 / \Delta H2 - \Delta H3 / \Delta H1 \end{aligned} \quad (式3)$$

図8から分かるように、 $\Delta H3 \cong \Delta H4$ である。これを式3に代入して、以下となる。

$$COP2 - COP1 \cong (\Delta H3 \times (\Delta H1 - \Delta H2)) / (\Delta H1 \times \Delta H2) \quad (式4)$$

- [0038] 図8から分かるように $\Delta H1 > \Delta H2$ なので、(式4)の右辺は必ず正になり、冷媒を加熱することにより成績係数COPが向上することが分かる。 $\Delta H1 > \Delta H2$ となる理由を説明する。まず、点Aを圧縮して点A2と同じ圧力になった点を点A3とする。 $\Delta H1$ を、点Aから点A3まで圧縮するのに要する機械的入力($\Delta H1A$ とする)と点A3から点Bまで圧縮するのに要する機械的入力($\Delta H1B$ とする)とに分割する。変数の定義から、 $\Delta H1 = \Delta H1A + \Delta H1B$ である。一般的に、圧縮前後の圧力が同じでも圧縮前のエンタルピが大きいほど、冷媒を圧縮するのに要する機械的入力が大きくなる。ここで、点A3でのエンタルピは点A2よりも大きい。よって、 $\Delta H1B > \Delta H2$ である。さらに、 $\Delta H1A > 0$ であるから、 $\Delta H1 > \Delta H2$ である。

- [0039] 外気と冷媒蒸気の温度差はもともと数℃であり、冷媒冷却加熱部25の第2熱交換器41での加熱量を増やすことによる温度差を減少させる効果には上限が有る。冷媒冷却加熱部25の第2熱交換器41での加熱量を増やすのに必要な機械的入力は、加熱量に対して線形以上の関係で増加する。そのため、加熱量を大きくすると成績係数COPが低下することになる。暖房の場合での成績係数COPの向上効果は、冷房の場合よりも小さい。定量的なデータは示さないが、第2冷媒を使用する冷凍サイクルの容量は、第1冷媒の冷凍サイクルの10分の1から5分の1程度であり、第2冷媒を使用する冷凍サイクルが効率よく運転する動作条件では、成績係数COPが最大値に近くなる。

- [0040] この実施の形態3の構成でも、冷房運転時に熱交換量制御手段により冷媒冷却加

熱手段での熱交換量を適切に制御することにより、成績係数COPを確実に向上できるという効果がある。可燃性が有るか地球温暖化係数が第1冷媒よりも悪い第2冷媒の使用量を少なくしても、第2冷媒だけの場合と同等な成績係数COPを実現できるという効果も有る。また、第2冷媒の冷媒回路は室外にて閉ループで構成し、室内への第2冷媒の漏洩を回避できる。

さらに、暖房運転時にも成績係数COPを向上できるという効果が有る。

[0041] 実施の形態4.

図9は、実施の形態4における空気調和装置の構成を示す冷媒回路図である。この実施の形態4は、蒸発器5に流入する冷媒蒸気の流量を少なくするように実施の形態1を変更したものである。実施の形態1の場合での図1と比較して、異なる点だけを説明する。

図9において、流量制御弁4から蒸発器5に至る経路に気液分離器45と第3流量制御弁46を備え、気液分離器45で分離した冷媒蒸気の一部または全部を圧縮機2に注入するためのバイパス配管47を設けている。圧縮機2は、圧縮途中に冷媒を吸入する中間圧吸入口2Aを有する。

その他の点では、実施の形態1の場合と同様な構成である。

[0042] 次に、冷媒の流れを図9によって説明する。流量制御弁4で減圧された気液二相状態の冷媒は、気液分離器45で冷媒蒸気の一部または全部が分離され、バイパス配管47で構成された冷媒回路を通り、圧縮機2の中間圧吸入口2Aに吸入されて、圧縮機2内の冷媒と混合する。その他の冷媒の流れについては、実施形態1と同様である。

[0043] この実施の形態4の構成でも、熱交換量制御手段により冷媒冷却手段での熱交換量を適切に制御することにより、成績係数COPを確実に向上できるという効果が有る。なお、流量制御弁入口温度や乾き度比などの変化に対する成績係数COPの変化は、その傾向は同じであるが、冷媒回路の構成が異なるので、図4または図5に示したものと具体的な数値は異なる。これは、冷媒回路の構成が異なる他の実施の形態でもあてはまる。

可燃性が有るか地球温暖化係数が第1冷媒よりも悪い第2冷媒の使用量を少なくし

ても、第2冷媒だけの場合と同等な成績係数COPを実現できるという効果も有る。また、第2冷媒の冷媒回路は室外にて閉ループで構成し、室内への第2冷媒の漏洩を回避できる。

- [0044] この構成によれば、圧縮機2の内部の冷媒を冷却できるため、圧縮に要する動力を低減できる。また、蒸発器5に流れる冷媒蒸気の流量が少ないため、蒸発器における冷媒の圧力損失を小さくできる。これらにより、第1冷媒を利用する空気調和装置においてさらに効率を向上させることができる。

中間圧吸入口2Aを有する圧縮機2の替わりに2台の圧縮機を直列に接続して、高圧側の圧縮機の吸入口に入る冷媒配管6にバイパス配管47を接続するようにしてもよい。

- [0045] なお、この実施の形態4では、実施の形態1の構成に適用した場合について説明したが、実施の形態2または実施の形態3に適用した場合においても同様の効果が得られる。

- [0046] 実施の形態5.

図10は、実施の形態5における空気調和装置の構成を示す冷媒回路図である。この実施の形態5は、熱交換量制御部16において乾き度比を制御する具体的手段を備えるように、実施の形態1を変更したものである。実施の形態1の場合である図1と比較して、異なる点だけを説明する。

- [0047] 図10において、流量制御弁4の出口に設けた第1圧力計測手段である圧力計P1、流量制御弁4の入口に設けた第2圧力計測手段である圧力計P2、流量制御弁4の入口に設けた第2温度計測手段である温度計T2、放熱器3の出口に設けた第3温度計測手段である温度計T3が追加されている。さらに、熱交換量制御部16は、所定のセンサとして、圧力計P1、圧力計P2、温度計T2及び温度計T3の計測値を入力として乾き度比を推定する乾き度比推定手段である乾き度比推定部16A、乾き度比を変化させた中での成績係数COPの最大値との差が所定の範囲になる乾き度比の制御範囲を求める乾き度比制御範囲決定手段である乾き度比制御範囲決定部16B及び乾き度比制御範囲決定部16Bで求めた制御範囲内に乾き度比が入るように冷媒の流量を制御する制御手段である冷媒流量制御部16Cで構成されている。冷媒流

量制御部16Cは、第2圧縮機10の運転周波数と第2流量制御弁12への指令値を制御可能とする。

その他の構成は、実施の形態1の場合と同じである。

- [0048] 次に動作を説明する。冷媒の流れは実施の形態1の場合と同じである。ここでは、熱交換量制御部16の動作について説明する。乾き度比推定部16Aは、圧力計P1、圧力計P2、温度計T2及び温度計T3の各計測値から、以下のようにして乾き度比を推定する。乾き度比を推定する過程で使用する変数を説明する図を、図11に示す。
- [0049] 既に定義済のものも含めて、冷媒の状態を説明する変数の定義を以下に示す。

(冷媒の状態を説明する変数の定義)

Pd : 放熱圧力。圧力計P2により計測される。

Td : 放熱器3の出口での冷媒温度。温度計T3により計測される。

Tf : 流量制御弁4の入口での冷媒温度。温度計T2により計測される。

Pe : 流量制御弁4の出口での冷媒の圧力。圧力計P1により計測される。

Te : 蒸発温度。Peと冷媒の飽和蒸気圧特性から求める。

hd : 放熱器3の出口での冷媒のエンタルピ。

hf : 流量制御弁4の入口での冷媒のエンタルピ。

heL: 圧力Peでの冷媒の飽和液エンタルピ。

heG: 圧力Peでの冷媒の飽和蒸気エンタルピ。

Xd : 放熱器3出口の冷媒をPeまで減圧した場合の乾き度。

Xe : 流量制御弁4の出口での冷媒の乾き度。

X : 乾き度比。 $X = X_e / X_d$

- [0050] 乾き度比を推定する計算は、以下の手順で行う。

(乾き度比を推定する計算手順)

(1) PdとTdからhd(放熱器3の出口での冷媒のエンタルピ)を計算する。

(2) PdとTfからhf(流量制御弁4の入口での冷媒のエンタルピ。)を計算する。

(3) Peと冷媒の飽和蒸気圧特性からheL(飽和液エンタルピ)、heG(飽和蒸気エンタルピ)を求める。

(4) 冷媒を断熱膨張させて減圧しても冷媒のエンタルピは変化しないので、Xd(放熱

器3出口の冷媒を P_e まで減圧した場合の乾き度)、 X_e (流量制御弁4の出口での冷媒の乾き度)、乾き度比 X を以下のように計算する。なお、乾き度の計算において、負になる場合は0とし、1以上になる場合は1とする。

$$X_d = (h_d - h_{eL}) / (h_{eG} - h_{eL}) \quad (\text{式5})$$

$$X_e = (h_f - h_{eL}) / (h_{eG} - h_{eL}) \quad (\text{式6})$$

$$X = (h_f - h_{eL}) / (h_d - h_{eL}) \quad (\text{式7})$$

[0051] 乾き度比制御範囲決定部16Bは、空気調和装置が動作する可能性が有る放熱圧力 P_d と蒸発温度 T_e の条件範囲内において、 P_d と T_e を所定の刻み幅で変化させた点での成績係数COPが最大となる乾き度比のデータ(最適運転乾き度比データと呼ぶ)を持つ。例えば、 $P_d = 9 \sim 11 \text{ MPa}$ で刻み幅を1MPaとし、 $T_e = 0 \sim 15^\circ \text{C}$ で刻み幅を5°Cとすると、図5で示したCOPが最大になる乾き度比のデータが最適運転乾き度比データとなる。以下のようにして、最適運転乾き度比データから乾き度比の制御範囲を決定する。

(1) 現在の運転状態での P_d と T_e の値に対して、最適運転乾き度比データを補間して成績係数COPが最大になる乾き度比(最適乾き度比 X_{\max} と呼ぶ)を求める。

(2) 最適乾き度比 X_{\max} からの差が0.1以内などの所定の範囲を、制御範囲とする。所定の範囲の幅は、乾き度比の変化に対して成績係数COPがあまり変化しない幅とする。

[0052] 例えば、 $P_d = 10 \text{ MPa}$ 、 $T_e = 10^\circ \text{C}$ の動作状態であれば、 $X_{\max} = 0.29$ であり、0.19～0.39が乾き度比の制御範囲になる。図5(b)から分かるように、この制御範囲であれば、成績係数COPは最大値から0.02未満の変動である。

冷媒流量制御部16Cは、乾き度比推定部16Aが推定した乾き度比が、乾き度比制御範囲決定部16Bが求めた制御範囲内に有るかどうかチェックし、制御範囲内に無い場合は制御範囲に入るように第2圧縮機10の運転周波数または第2流量制御弁12への流量の指令値の何れかまたは両方を制御する。制御にあたっては、適切なPID制御を行うものとする。推定した乾き度比が高い場合は冷媒冷却部15での冷却量を増加させて乾き度比を下げ、推定した乾き度比が低い場合は冷媒冷却部15での冷却量を減少させて乾き度比を上げる。なお、第2圧縮機10の運転周波数を上

げると冷却量が増大し、第2流量制御弁12への流量の指令値を上げると冷却量が増大する。

- [0053] この実施の形態5の構成でも、熱交換量制御手段により冷媒冷却手段での熱交換量を適切に制御することにより、成績係数COPを確実に向上できるという効果が有る。可燃性が有るか地球温暖化係数が第1冷媒よりも悪い第2冷媒の使用量を少なくしても、第2冷媒だけの場合と同等な成績係数COPを実現できるという効果も有る。また、第2冷媒の冷媒回路は室外にて閉ループで構成し、室内への第2冷媒の漏洩を回避できる。

さらに、乾き度比予測手段を備えて乾き度比を推定し、成績係数COPが最大値に近い範囲になる乾き度比となるように冷媒冷却手段での熱交換量を制御するので、確実に成績係数COPを向上できるという効果が有る。

- [0054] この実施の形態5では、第1圧力計測手段である圧力計P1を流量制御弁4の出口に設けたが、流量制御弁4の出口から蒸発器5の入口までの間であればどこに設置してもよい。ただし、流量制御弁4の出口から蒸発器5の入口までの間に圧縮機や別の流量制御弁など冷媒の圧力を変化させる機器が有る場合は、その機器の入口までとする。第2圧力計測手段である圧力計P2は、圧縮機の出口から流量制御弁4の入口までの間であればどこでもよい。なお、圧縮機が2台以上有る場合は、最も高压側の圧縮機を対象とする。

乾き度比推定部16Aでは、流量制御弁4の出口での圧力 P_e を圧力計P1で計測して利用したが、流量制御弁4の出口での温度 T_e を計測して利用してもよい。その理由は、流量制御弁4の出口では気液二相状態にあり、温度または圧力の一方が決まれば他方も決まるからである。また、乾き度比制御範囲決定部16Bで P_d と T_e を考慮して制御範囲を求めるとしたが、 T_e ではなく P_e を考慮して制御範囲を求めるようにしてもよい。

- [0055] 乾き度比制御範囲決定部16Bでは、 P_d 、 T_e の組合せで成績係数COPが最大になる乾き度比のデータである最適運転乾き度比データを用いたが、成績係数COPの最大値との差が所定の範囲のデータを持たせるようにしてもよい。 P_d 、 T_e に対して、補間して最適乾き度比を求めたが、補間しないで最も近い点での値を用いるようにし

てもよい。

最適乾き度比から制御範囲を求める上で範囲の幅を固定としたが、成績係数COPの最大値との差が所定値以内とするなど、制御範囲の幅を可変にしてもよい。また、制御範囲は必ずしも最適乾き度比を含む必要はなく、最適乾き度比よりも大きい所定の範囲などとしてもよい。PdとTeの両方を変化させた最適運転乾き度比データを用意したが、PdまたはTeを固定にしてもよい。PdとTeの組に対して異なる制御範囲を求めるのではなく、PdまたはTeの何れかだけを指定して、指定しなかった方が想定する変化範囲内であれば、成績係数COPを最大値からの差が所定値以内とするような乾き度比の制御範囲を求めるようにしてもよい。さらには、PdとTeの両方に関して想定する変化範囲内であれば、成績係数COPを最大値からの差が所定値以内とするような乾き度比の制御範囲を予め求めておき、それを出力するものでもよい。

乾き度比制御範囲決定部16Bは、成績係数COPの最大値との差が所定の範囲内になる乾き度比の制御範囲を決定するものであれば、どのようなものでもよい。

[0056] 冷媒流量制御部16Cは、乾き度比を制御範囲内に保つようなPID制御をするとしたが、乾き度比が指定された値になるように冷媒冷却手段での冷却量を制御するものであってもよい。制御誤差が有るため、指定した値に制御しようとしても、結果的には指定した値に近い所定の範囲で制御されることになる。指定する値は制御誤差の大きさを考慮して、制御誤差があっても乾き度比が制御範囲を越えないように決めればよい。必ずしも成績係数COPが最大になる乾き度比を指定する必要は無い。制御範囲内に制御する場合でも、PID制御以外の制御を行ってもよい。

[0057] なお、この実施の形態5では、実施の形態1の構成に適用した場合について説明したが、実施の形態2から実施の形態4までの何れかの構成、及びこれらの構成の特徴を同時に持つ何れかの構成に適用した場合においても同様の効果が得られる。

また、冷媒冷却手段が第2冷媒による蒸気圧縮式冷凍サイクルを使用するものでない場合でも、乾き度比を推定して乾き度比が所定の制御範囲になるように冷却量を制御するようにしても同様の効果が得られる。

乾き度比ではなく、流量制御弁4の入口での冷媒温度である流量制御弁入口温度を指標として制御するようにしてもよい。

以上の点は、他の実施の形態でもあてはまる。

[0058] 実施の形態6.

図12は、実施の形態6における空気調和装置の構成を示す冷媒回路図である。この実施の形態6は、乾き度比を推定するために圧力計を使用しないように実施の形態5を変更したものである。実施の形態5の場合での図10と比較して、異なる点だけを説明する。圧力計P1と圧力計P2がなく、その代わりに流量制御弁4の出口に設けた第1温度計測手段である温度計T1、放熱器3の出口に設けた第4温度計測手段である温度計T4及び放熱器3の入口に設けた第5温度計測手段である温度計T5が有る。乾き度比推定部16Aは、所定のセンサとして、温度計T1、温度計T2、温度計T3、温度計T4、及び温度計T5の計測値を入力とする。

その他の構成は、実施の形態5の場合と同じである。

[0059] 冷媒の流れは実施の形態5の場合と同じである。熱交換量制御部16の動作も、実施の形態5の場合とほぼ同様である。乾き度比推定部16Aでの乾き度比の推定の手順が、実施の形態5の場合とは異なる。放熱圧力Pdと蒸発圧力Peが推定できれば、実施の形態5の場合と同様にして乾き度比を推定できるので、放熱圧力Pdと蒸発圧力Peが推定方法を説明する。そのために、冷媒の状態を示す以下の変数を追加で定義する。なお、Teは温度計T1により直接計測される。

(冷媒の状態を説明する変数の定義)

Tc:放熱器3の出口での冷媒温度。温度計T4により計測される。

Tb:放熱器3の入口での冷媒温度。温度計T5により計測される。

Tx:圧縮機3に吸入される冷媒の過熱度。

[0060] 放熱圧力Pdと蒸発圧力Peの推定方法は、以下のようになる。

(放熱圧力Pdと蒸発圧力Peの推定方法)

(1) Teと冷媒の飽和蒸気圧特性からPeを求める。

(2) TcとTdから過熱度Txを求める。

(3) PeとTx、圧縮機の効率、Tbから、Pdを計算する。

[0061] この実施の形態6の構成でも、熱交換量制御手段により冷媒冷却手段での熱交換量を適切に制御することにより、成績係数COPを確実に向上できるという効果が有る

。可燃性があるか地球温暖化係数が第1冷媒よりも悪い第2冷媒の使用量を少なくしても、第2冷媒だけの場合と同等な成績係数COPを実現できるという効果も有る。また、第2冷媒の冷媒回路は室外にて閉ループで構成し、室内への第2冷媒の漏洩を回避できる。乾き度比予測手段を備えて乾き度比を推定しながら制御を行うので、確実に成績係数COPを向上できるという効果が有る。

さらに、乾き度比予測手段のために安価な温度センサ(温度計)だけでよいという効果が有る。ただし、圧力を実測しないので、実施の形態5の場合よりも精度が低くなる可能性が有る。ここでは、流量制御弁4と圧縮機3の間では圧力は一定としたが、熱交換器などでは圧力損失が発生するので、より厳密には圧力を計測する箇所を増やす必要が有る。精度とコストの兼ね合いを考慮して、センサの種類と数を決定する。このことは、他の実施の形態でもあてはまる。

[0062] なお、この実施の形態6では、実施の形態1の構成に適用した場合について説明したが、実施の形態2から実施の形態4までの何れかの構成、及びこれらの構成の特徴を同時に持つ何れかの構成に適用した場合においても同様の効果が得られる。

[0063] 実施の形態7.

図13は、実施の形態7における空気調和装置の構成を示す冷媒回路図である。この実施の形態7は、乾き度比ではなく流量制御弁入口温度を計測して制御するように実施の形態1を変更したものである。実施の形態1の場合での図1と比較して、異なる点だけを説明する。

図13では、流量制御弁4の入口に設けた第2温度計測手段である温度計T2が追加されている。さらに、熱交換量制御部16は、流量制御弁入口温度を変化させた中で成績係数COPの最大値との差が所定の範囲になる流量制御弁入口温度の範囲を求める流量制御弁入口温度制御範囲決定手段である流量制御弁入口温度制御範囲決定部16D及び流量制御弁入口温度制御範囲決定部16Dで求めた制御範囲内に流量制御弁入口温度が入るように冷媒の流量を制御する制御手段である冷媒流量制御部16Cで構成されている。冷媒流量制御部16Cは、第2圧縮機10の運転周波数と第2流量制御弁12への指令値を制御可能とする。

その他の構成は、実施の形態1の場合と同じである。

[0064] 次に動作を説明する。冷媒の流れは実施の形態1の場合と同じである。ここでは、熱交換量制御部16の動作について説明する。なお、流量制御弁入口温度は温度計T2で計測され、変数Tfで表現される。

流量制御弁入口温度制御範囲決定部16Dは、予め求めた流量制御弁入口温度の制御範囲を出力するものである。ここで、予め求めた流量制御弁入口温度の制御範囲とは、放熱圧力Pdと蒸発温度Teは所定の設計値で動作するものとし、PdとTeがその所定の値での成績係数COPの最大値との差が所定の範囲内になる流量制御弁入口温度の範囲(最適範囲と呼ぶ)である。例えば、Pd=10MPa、Te=10℃で、図4(b)におけるCOP比が最大値から0.05以内の範囲とすると、最適範囲はTf=15〜27℃の範囲となる。

[0065] 冷媒流量制御部16Cは、温度計T2で計測される流量制御弁入口温度が、流量制御弁入口温度制御範囲決定部16Dが求めた最適範囲すなわち制御範囲内に有るかどうかがチェックし、制御範囲内に無い場合は制御範囲に入るように第2圧縮機10の運転周波数または第2流量制御弁12への流量の指令値の何れかまたは両方を制御する。制御にあたっては、適切なPID制御を行うものとする。推定した計測された流量制御弁入口温度が高い場合は冷媒冷却部15での冷却量を増加させて流量制御弁入口温度を下げ、推定した流量制御弁入口温度が低い場合は冷媒冷却部15での冷却量を減少させて流量制御弁入口温度を上げる。

[0066] この実施の形態7の構成でも、熱交換量制御手段により冷媒冷却手段での熱交換量を適切に制御することにより、成績係数COPを確実に向上できるという効果が有る。可燃性が有るか地球温暖化係数が第1冷媒よりも悪い第2冷媒の使用量を少なくしても、第2冷媒だけの場合と同等な成績係数COPを実現できるという効果も有る。また、第2冷媒の冷媒回路は室外にて閉ループで構成し、室内への第2冷媒の漏洩を回避できる。

さらに、流量制御弁入口温度を測定し、成績係数COPが最大値に近い範囲になる流量制御弁入口温度となるように冷媒冷却手段での熱交換量を制御するので、確実に成績係数COPを向上できるという効果が有る。

[0067] 乾き度比制御範囲決定部16Bに関して説明した事項は、乾き度比を流量制御弁

入口温度に読み替えることにより、流量制御弁入口温度制御範囲決定部16Dに関してもあてはまる。冷媒流量制御部16Cに関しても同様である。このことは、流量制御弁入口温度を用いて制御する他の実施の形態でもあてはまる。

[0068] なお、この実施の形態7では、実施の形態1の構成に適用した場合について説明したが、実施の形態2から実施の形態4までの何れかの構成、及びこれらの構成の特徴を同時に持つ何れかの構成に適用した場合においても同様の効果が得られる。

[0069] 実施の形態8.

図14は、実施の形態8における空気調和装置の構成を示す冷媒回路図である。この実施の形態8は、冷媒冷却部15の入口での冷媒温度を計測して、冷媒冷却部15の出口すなわち流量制御弁4の入口での冷媒温度(流量制御弁入口温度)を成績係数COPが最大値になるように冷媒冷却部15での熱交換量を制御するように、実施の形態7を変更したものである。実施の形態7の場合での図13と比較して、異なる点だけを説明する。

図14では、温度計T2の替わりに放熱器3の出口に設けた第3温度計測手段である温度計T3が有る。第2熱交換器13の出口から流量制御弁4の入口までの間に設けた第2圧力計測手段である圧力計P2と、流量制御弁4の出口に設けた第1温度計測手段である温度計T1を追加している。流量制御弁入口温度制御範囲決定部16Dは、流量制御弁入口温度推定手段でもある。

その他の構成は、実施の形態7の場合と同じである。

[0070] 次に動作を説明する。冷媒の流れは実施の形態1の場合と同じである。ここでは、熱交換量制御部16の動作について説明する。流量制御弁入口温度制御範囲決定部16Dは、空気調和装置が動作する可能性が有る放熱圧力 P_d と蒸発温度 T_e の条件範囲内において、 P_d と T_e を所定の刻み幅で変化させた点での成績係数COPが最大となる流量制御弁入口温度のデータ(最適運転流量制御弁入口温度データと呼ぶ)を持つ。例えば、 $P_d=9\sim 11\text{MPa}$ で刻み幅を 1MPa とし、 $T_e=0\sim 15^\circ\text{C}$ で刻み幅を 5°C とすると、図5で示した成績係数COPが最大になる流量制御弁入口温度のデータが最適運転流量制御弁入口温度データとなる。

[0071] この実施の形態8では、次のようにして最適運転流量制御弁入口温度データから

流量制御弁入口温度の目標値を決定する。現在の運転状態でのPdとTeの値に対して、最も近い位置に有る最適運転流量制御弁入口温度データを取得する。Pd=10.2MPa、Te=8.5℃であれば、Pd=10MPa、Te=10℃での最適運転流量制御弁入口温度データを取得する。取得した流量制御弁入口温度を、目標流量制御弁入口温度Tfmと呼ぶ。なお、最も近いものが複数有る場合は、流量制御弁入口温度が高いものを選択するなど、何らかの基準で1個を選択する。

[0072] 冷媒流量制御部16Cは、以下のようにして第2冷媒の流量を決めて、その流量になるように第2圧縮機10の運転周波数を制御する。制御誤差などが有るため、必ず成績係数COPが最大になる運転状態にできる訳ではないが、成績係数COPが最大に近い状態で運転できることは保証できる。

(1)TdとTfmから、冷媒冷却部15での熱交換量を決定する。

(2)熱交換量から第2熱交換器13の効率、第2熱交換器13に入る第2冷媒の温度などの諸条件を考慮して第2冷媒の流量を決める。

(3)第2圧縮機10の特性、第2流量制御弁12の状態などを考慮して、(2)で計算した流量になるような第2圧縮機10の運転周波数を決めて、第2圧縮機10がその運転周波数になるように制御する。

[0073] この実施の形態8の構成でも、熱交換量制御手段により冷媒冷却手段での熱交換量を適切に制御することにより、成績係数COPを確実に向上できるという効果が有る。可燃性が有るか地球温暖化係数が第1冷媒よりも悪い第2冷媒の使用量を少なくしても、第2冷媒だけの場合と同等な成績係数COPを実現できるという効果も有る。また、第2冷媒の冷媒回路は室外にて閉ループで構成し、室内への第2冷媒の漏洩を回避できる。

さらに、冷媒冷却手段に入る冷媒の温度Td、放熱圧力Pd、蒸発温度Teを計測して、計測した条件で成績係数COPが最大値になる目標流量制御弁入口温度を求め、その目標流量制御弁入口温度となるように冷媒冷却手段での熱交換量すなわち第2冷媒の流量を制御するので、確実に成績係数COPを最大値に近い値にできるという効果が有る。

[0074] 流量制御弁入口温度推定手段を流量制御弁入口温度制御範囲決定部16Dとは

別に備え、流量制御弁入口温度制御範囲決定部16Dは、流量制御弁入口温度推定手段で推定した結果に対してPID制御などを行うようにしてもよい。PID制御ではなく、別の制御方式でもよい。

なお、この実施の形態8では、実施の形態1の構成に適用した場合について説明したが、実施の形態2から実施の形態4までの何れかの構成、及びこれらの構成の特徴を同時に持つ何れかの構成に適用した場合においても同様の効果が得られる。

[0075] 実施の形態9.

図15に、この発明による実施の形態9における冷房専用の空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図を示す。実施の形態9は、圧縮機を2台にして、圧縮機の間に冷媒の熱を放出させる放熱器を追加するように、実施の形態1を変更したものである。実施の形態1の図1と異なる点だけを説明する。圧縮機2で圧縮された冷媒の熱を放出させる第3放熱器50と、第3放熱器50から出る冷媒をさらに圧縮する第3圧縮機51を追加し、第3圧縮機51から吐出される冷媒は放熱器3に入る。2台の圧縮機で実施の形態1の場合と同じ圧力まで圧縮する。

その他の構成は、実施の形態1と同じである。

[0076] 次に動作を説明する。この発明の実施の形態9での空気調和装置における冷媒の状態変化を説明する圧力エンタルピ図を、図16に示す。実線がこの実施の形態9の場合であり、点線が第3放熱器50を備えない場合である。

圧縮機2の吸入側での冷媒は、図16における点Aで示される低温低圧の蒸気である。圧縮機2から吐出される冷媒は、線分ABの途中に有る点Jで示される中間圧力かつ中間温度の蒸気である。冷媒は第3放熱器50で空気などと熱交換して、点Kで示される点Jと同じ圧力でより低温の状態になる。第3圧縮機51によりさらに圧縮されて、点Mで示される高圧の超臨界流体の状態になる。点Mでの冷媒の状態は、点Bと同じ圧力で温度は低い。

放熱器3に入ってから、冷媒冷却部15と流量制御弁4とを通り圧縮機2に入るまでの冷媒の状態変化の軌跡は、実施の形態1の場合と同じ軌跡M-C-D-E-Aとなる。

[0077] この実施の形態9の構成でも、熱交換量制御手段により冷媒冷却手段での熱交換

量を適切に制御することにより、成績係数COPを確実に向上できるという効果が有る。可燃性が有るか地球温暖化係数が第1冷媒よりも悪い第2冷媒の使用量を少なくしても、第2冷媒だけの場合と同等な成績係数COPを実現できるという効果も有る。また、第2冷媒の冷媒回路は室外にて閉ループで構成し、室内への第2冷媒の漏洩を回避できる。

- [0078] さらに、第3放熱器50を備えることにより、第3放熱器50が無い場合よりも成績係数COPを改善できるという効果が有る。そのことを以下で説明する。第3放熱器50の有無によらず蒸発器5での熱交換量は同じである。機械的入力第3放熱器50を備える場合の方が小さくなるので、成績係数COPが向上することになる。点A、点B、点J、点K及び点Mのエンタルピをそれぞれ、 H_a 、 H_b 、 H_j 、 H_k 、 H_m とする。また、第3放熱器50が無い場合の機械的入力を W_1 とし、第3放熱器50が有る場合の機械的入力を W_2 とする。 W_1 、 W_2 とその差は以下のようになる。

$$W_1 = H_b - H_a \quad (\text{式8})$$

$$W_2 = H_j - H_a + H_m - H_k \quad (\text{式9})$$

$$\begin{aligned} W_1 - W_2 &= H_b - H_a - (H_j - H_a + H_m - H_k) \\ &= (H_b - H_j) - (H_m - H_k) \end{aligned} \quad (\text{式10})$$

- [0079] 前にも説明したが、圧縮前後の圧力が同じでも圧縮前のエンタルピが大きいほど、冷媒を圧縮するのに要する機械的入力が大きくなる。今の場合だと、点Jの方が点Kよりもエンタルピが大きいので、線分JBと線分KMでは、線分KMのエンタルピ差の方が大きくなり、(式10)は必ず正になる。

なお、この実施の形態9では、実施の形態1の構成に適用した場合について説明したが、実施の形態4から実施の形態8までの何れかの構成、及びこれらの構成の特徴を同時に持つ何れかの構成に適用した場合においても同様の効果が得られる。

- [0080] 実施の形態10.

図17に、この発明による実施の形態10における冷房と暖房ができる空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図を示す。実施の形態10は、圧縮機を2台にして、圧縮機の間に冷媒の熱を放出させる放熱器を追加するように、実施の形態3を変更したものである。実施の形態3の場合での図7と異なる点だけを説明する。

圧縮機2で圧縮された冷媒の熱を放出させる第3放熱器50と、第3放熱器50から出る冷媒をさらに圧縮する第3圧縮機51と、暖房運転時に冷媒を第3放熱器50に流さないで直に第3圧縮機51に入れる流路変更手段である流路切替弁52とを追加し、第3圧縮機51から吐出される冷媒は四方弁20に入る。2台の圧縮機で実施の形態3の場合と同じ圧力まで圧縮する。

流路切替弁52は、圧縮機2と第3放熱器50の間に設ける。流路切替弁52では、第3放熱器50に入る冷媒配管6Aと、第3放熱器50と第3圧縮機51とをつなぐ冷媒配管6に接続される冷媒配管6Bの何れかに冷媒を流すことができる。

その他の構成は、実施の形態3と同じである。

[0081] 次に動作を説明する。冷房運転時には、流路切替弁52が冷媒配管6Aすなわち第3放熱器50に冷媒を流し、実施の形態9の場合と同様に動作する。

暖房運転時は、流路切替弁52が冷媒配管6Bに冷媒を流し、第3放熱器50に冷媒を流さないで、実施の形態3と同様に動作する。実施の形態3では1台の圧縮機2で冷媒を圧縮していたのが、圧縮機2と第3圧縮機51とで圧縮する点だけが異なる。

[0082] この実施の形態10の構成でも、冷房運転時に熱交換量制御手段により冷媒冷却加熱手段での熱交換量を適切に制御することにより、成績係数COPを確実に向上できるという効果が有る。可燃性が有るか地球温暖化係数が第1冷媒よりも悪い第2冷媒の使用量を少なくしても、第2冷媒だけの場合と同等な成績係数COPを実現できるという効果も有る。また、第2冷媒の冷媒回路は室外にて閉ループで構成し、室内への第2冷媒の漏洩を回避できる。

さらに、暖房運転時にも成績係数COPを向上できるという効果が有る。

さらにまた、第3放熱器50を備えることにより、第3放熱器50が無い場合よりも成績係数COPを改善できるという効果が有る。

[0083] 流路切替弁52は、第3放熱器50と第3圧縮機51の間に設けてもよい。また、第3放熱器50の両側に流路切替弁52を設けてもよい。流路切替弁52は冷房運転時にだけ所定の機器に冷媒を流すことができるものであればどのようなものでもよい。これらのことは、流路切替弁52を有する他の実施の形態でもあてはまる。

[0084] なお、この実施の形態10では、実施の形態3の構成に適用した場合について説明

したが、実施の形態2、実施の形態4から実施の形態8までの構成の特徴を加えた実施の形態2または実施の形態3の何れかに適用した場合においても同様の効果が得られる。

[0085] 実施の形態11.

図18に、この発明による実施の形態11における冷房専用の空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図を示す。実施の形態11は、第3放熱器50と第3圧縮機51の間に、第2冷媒により冷媒を冷却する熱交換器を追加するように、実施の形態9を変更したものである。実施の形態9の図16と異なる点だけを説明する。

図18では、第3放熱器50と第3圧縮機51の間に、第2熱交換器13からの第2冷媒と第3放熱器50からの冷媒の間で熱交換を行う第3熱交換器60を追加している。第3熱交換器60を出た冷媒は第3圧縮機51に入り、第3熱交換器60を出た第2冷媒は第2圧縮機10に入る。

その他の構成は、実施の形態9の場合と同じである。

[0086] 次に動作を説明する。この発明の実施の形態11での空気調和装置における冷媒の状態変化を説明する圧力エンタルピ図を、図19に示す。実線がこの実施の形態11の場合であり、点線が第3熱交換器60を備えない場合である。

圧縮機2に吸入されてから第3熱交換器60を出るまでの冷媒の状態の軌跡は、実施の形態9の場合と同じ軌跡A-J-Kとなる。第3熱交換器60で第2冷媒によりさらに冷媒が冷却されて、点Nで示される点Kと同じ圧力でより低温の状態になる。第3圧縮機51によりさらに圧縮されて、点Oで示される高圧の超臨界流体の状態になる。点Oでの冷媒の状態は、点Mと同じ圧力で温度は低い。放熱器3に入ってから圧縮機2に入るまでの冷媒の状態変化の軌跡は、実施の形態1の場合と同じ軌跡M-C-D-E-Aとなる。

[0087] この実施の形態11の構成でも、熱交換量制御手段により冷媒冷却手段での熱交換量を適切に制御することにより、成績係数COPを確実に向上できるという効果が有る。可燃性が有るか地球温暖化係数が第1冷媒よりも悪い第2冷媒の使用量を少なくしても、第2冷媒だけの場合と同等な成績係数COPを実現できるという効果も有る。また、第2冷媒の冷媒回路は室外にて閉ループで構成し、室内への第2冷媒の漏洩

を回避できる。

さらに、第3放熱器50を備えることにより、第3放熱器50が無い場合よりも成績係数COPを改善できるという効果が有る。また、第3熱交換器60を備えることにより、第3熱交換器60が無い場合よりも成績係数COPを改善できるという効果が有る。第3熱交換器60を備えることにより成績係数COPが改善する理由は、第3放熱器50を備える場合と同じく、第3圧縮機51に入る冷媒のエンタルピを下げると第3圧縮機51での機械的入力が少なくなるからである。

[0088] 第3熱交換器60を流れる第2冷媒は第2熱交換器13で冷媒と熱交換して温度が上昇したものであり、第3熱交換器60で熱交換させることにより、第2冷媒の冷凍サイクルの機械的入力ほとんど増加しない。ただし、第2熱交換器13での熱交換量は成績係数COPを向上させることができるように制御するので、第3熱交換器60での熱交換量を独立に決めることができない。

第2熱交換器13と第3熱交換器60とで第2冷媒を直列に流したが、並列に流してもよい。圧縮機や放熱器を追加して第3熱交換器60を流れる第2冷媒の冷媒回路と、第2熱交換器13を流れる第2冷媒の冷媒回路とを分離してもよい。その場合には、第3熱交換器60を流れる冷媒を第2冷媒とは異なる冷媒としてもよい。

[0089] 第3放熱器50はなくてもよい。圧縮機2から出る冷媒の温度が外気よりも高い場合は、第3放熱器50が有る方が成績係数COPをより改善できる。その理由は、外気で冷却しきれない部分だけを第3放熱器50で冷却すればよいので、第3放熱器50での熱交換量が小さくなり、第2圧縮機10での機械的入力少なくなるからである。

[0090] なお、この実施の形態11では、実施の形態9の構成に適用した場合について説明したが、実施の形態1、実施の形態2、実施の形態4ー実施の形態8の何れかの構成、及びこれらの構成の特徴を同時に持つ何れかの構成に適用した場合においても同様の効果が得られる。

[0091] 実施の形態12.

図20に、この発明による実施の形態12における冷房専用の空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図を示す。実施の形態12は、第3熱交換器60と第2熱交換器13に並列に冷媒が流れるように、実施の形態11を変更したものである。実施の形態1

1の図18と異なる点だけを説明する。なお、実施の形態12も実施の形態9を元にしており、実施の形態11とは異なる変更を行ったものである。

図20では、第3熱交換器60に第2冷媒を流す第2バイパス配管70と、第3熱交換器60に流れる第2冷媒の流量を調整する第4流量制御弁71とを追加している。第4流量制御弁71と第2流量制御弁12は、どちらも凝縮器11から出る冷媒を並列に流すように設置されている。第4流量制御弁71、第2バイパス配管70、第3熱交換器60、第2圧縮機10の順番に、第2冷媒が流れる。

その他の構成は、実施の形態11の場合と同じである。

[0092] 次に動作を説明する。この発明の実施の形態12での空気調和装置における冷媒の状態変化は、実施の形態11の場合と同じ図19になる。

[0093] 冷媒の状態変化が同じなので、この実施の形態12でも、実施の形態11の場合と同じ効果が有る。さらに、第4流量制御弁71が有るので、第3熱交換器60に流れる第2冷媒の流量を、第2熱交換器13に流れる第2冷媒の流量とは独立して制御でき、成績係数COPが最大になる動作条件を実現しやすいという効果が有る。

[0094] なお、この実施の形態12では、実施の形態9の構成に適用した場合について説明したが、実施の形態1～実施の形態8、実施の形態10の何れかの構成、及びこれらの構成の特徴を同時に持つ何れかの構成に適用した場合においても同様の効果が得られる。

[0095] 実施の形態13.

図21に、この発明による実施の形態13における冷房と暖房ができる空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図を示す。実施の形態13は、圧縮機を2台にして、圧縮機間に冷媒と第2冷媒の間で熱交換を行う第3熱交換器60を追加するように、実施の形態2を変更したものである。実施の形態2の場合での図6と異なる点だけを説明する。

図21では、第3熱交換器60と第3圧縮機51とを圧縮機2と四方弁20の間に追加している。圧縮機2を出た冷媒は、第3熱交換器60、第3圧縮機51の順番に流れ、四方弁20に入る。

その他の構成は、実施の形態2の場合と同じである。

[0096] 次に動作を説明する。この発明の実施の形態12での空気調和装置における冷房運転時の冷媒の状態変化は、実施の形態9の場合での図16とほぼ同じになる。ただし、軌跡J-Kの冷媒の状態変化は、第3放熱器50ではなく第3熱交換器60によりもたらされる。

暖房運転時には実施の形態2と同様に冷媒冷却部15を動作させないので、暖房運転時での冷媒の状態変化の軌跡は、実施の形態2の場合と同じ図2における軌跡A-B-C-F-Aになる。

[0097] この実施の形態13の構成でも、冷房運転時に熱交換量制御手段により冷媒冷却手段での熱交換量を適切に制御することにより、成績係数COPを確実に向上できるという効果が有る。可燃性が有るか地球温暖化係数が第1冷媒よりも悪い第2冷媒の使用量を少なくしても、第2冷媒だけの場合と同等な成績係数COPを実現できるという効果も有る。また、第2冷媒の冷媒回路は室外にて閉ループで構成し、室内への第2冷媒の漏洩を回避できる。

さらに、第3熱交換器60を備えることにより、第3熱交換器60が無い場合よりも冷房運転時の成績係数COPを改善できるという効果が有る。

[0098] 実施の形態14.

図22に、この発明による実施の形態14における冷房と暖房ができる空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図を示す。実施の形態14は、第3熱交換器60と第2熱交換器13に並列に冷媒が流れるように、実施の形態13を変更したものである。実施の形態13の図21と異なる点だけを説明する。

図22では、第3熱交換器60に第2冷媒を流す第2バイパス配管70と、第3熱交換器60に流れる第2冷媒の流量を調整する第4流量制御弁71とを追加している。第4流量制御弁71と第2流量制御弁12は、どちらも凝縮器11から出る冷媒を並列に流すように設置されている。第4流量制御弁71、第2バイパス配管70、第3熱交換器60、第2圧縮機10の順番に、第2冷媒が流れる。

その他の構成は、実施の形態13の場合と同じである。

[0099] 次に動作を説明する。この発明の実施の形態14での空気調和装置における冷房運転時の冷媒の状態変化は、実施の形態13の場合と同じく、実施の形態9の場合で

の図16とほぼ同じになる。軌跡J-Kの冷媒の状態変化は、第3放熱器50ではなく第3熱交換器60によりもたらされる点が図16とは相違するもの、実施の形態13の場合と同じである。

[0100] 実施の形態14での冷媒の状態変化は実施の形態13でのものと同じなので、この実施の形態14でも、実施の形態13の場合と同じ効果が有る。

さらに、第4流量制御弁71が有るので、第3熱交換器60に流れる第2冷媒の流量を、第2熱交換器13に流れる第2冷媒の流量とは独立して制御でき、成績係数COPが最大になる動作条件を実現しやすいという効果が有る。

[0101] 実施の形態15.

図23に、この発明による実施の形態15における冷房と暖房ができる空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図を示す。実施の形態15は、圧縮機を2台にして、圧縮機の間に冷媒と第2冷媒の間に冷房運転時に熱交換を行う第3熱交換器60を追加するように、実施の形態3を変更したものである。実施の形態3の場合での図7と異なる点だけを説明する。

図23では、第3熱交換器60及び第3圧縮機51と、暖房運転時に冷媒を第3熱交換器60に流さないで直に第3圧縮機51に入れる流路変更手段である流路切替弁52とを、圧縮機2と四方弁20の間に追加している。圧縮機2を出た冷媒は、第3熱交換器60、第3圧縮機51の順番に流れ、四方弁20に入る。2台の圧縮機で実施の形態3の場合と同じ圧力まで圧縮する。

流路切替弁52は、圧縮機2と第3熱交換器60の間に設ける。流路切替弁52では、第3熱交換器60に入る冷媒配管6Aと、第3熱交換器60と第3圧縮機51とをつなぐ冷媒配管6に接続される冷媒配管6Bの何れかに冷媒を流すことができる。

その他の構成は、実施の形態3の場合と同じである。

[0102] 次に動作を説明する。冷房運転時には、流路切替弁52が冷媒配管6Aすなわち第3熱交換器60に冷媒を流し、実施の形態13の場合と同様に動作する。

暖房運転時は、流路切替弁52が冷媒配管6Bに冷媒を流し、第3熱交換器60に冷媒を流さないで、実施の形態3と同様に動作する。暖房運転時に第3熱交換器60に冷媒を流さない理由は、成績係数COPを低下させないためである。暖房運転時に

第3熱交換器60に冷媒を流すと第3圧縮機51に入る冷媒のエンタルピが増大し、第3圧縮機51での機械的入力が増大する。室内熱交換器22で放出する熱量も増加するが、増加する熱量は第3圧縮機51での機械的入力の増加分とほぼ等しく、増加分だけを見ると成績係数COPは1である。第3熱交換器60に冷媒を流さない場合の成績係数COPは1より大きいので、増加分だけの成績係数COPが1では、成績係数COPが低下する。

- [0103] なお、暖房運転時に高温が必要で圧縮機2に吸入される冷媒の過熱度を所定の値にする必要が有る場合は、圧縮機2に吸入される冷媒の過熱度をゼロにして、暖房運転時に第3熱交換器60に冷媒を流して過熱度分を加熱するようにすると、成績係数COPを向上させることができる。

暖房運転時に圧縮機2に吸入される冷媒の過熱度が所定値にする必要が有るかどうかを判断して、過熱度が所定値にする必要が有る場合だけ、暖房運転時に第3熱交換器60に冷媒を流すようにしてもよい。

- [0104] この実施の形態15の構成でも、冷房運転時に熱交換量制御手段により冷媒冷却加熱手段での熱交換量を適切に制御することにより、成績係数COPを確実に向上できるという効果が有る。可燃性が有るか地球温暖化係数が第1冷媒よりも悪い第2冷媒の使用量を少なくしても、第2冷媒だけの場合と同等な成績係数COPを実現できるという効果も有る。また、第2冷媒の冷媒回路は室外にて閉ループで構成し、室内への第2冷媒の漏洩を回避できる。暖房運転時にも成績係数COPを向上できるという効果が有る。

さらに、暖房運転時にも成績係数COPを向上できるという効果が有る。

さらにまた、第3熱交換器60を備えることにより、第3熱交換器60が無い場合よりも冷房運転時の成績係数COPを改善できるという効果が有る。

- [0105] 第3放熱器50も備えれば、実施の形態11と同様に、圧縮機2から出る冷媒の温度が外気よりも高い場合は、第3放熱器50が有る方が成績係数COPをより改善できるという効果が有る。第3放熱器50も備える場合は、暖房運転時には冷媒が第3放熱器50に流れないように、第3熱交換器60と流路切替弁52との間に追加する。

- [0106] 実施の形態16.

図24に、この発明による実施の形態16における冷房と暖房ができる空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図を示す。実施の形態16は、第3熱交換器60と第2熱交換器13に並列に冷媒が流れるように、実施の形態15を変更したものである。実施の形態15の図23と異なる点だけを説明する。

図24では、第3熱交換器60に第2冷媒を流す第2バイパス配管70と、第3熱交換器60に流れる第2冷媒の流量を調整する第4流量制御弁71とを追加している。第4流量制御弁71と第2流量制御弁12は、ともに凝縮器11から出る冷媒を並列に流すように設置されている。第4流量制御弁71、第2バイパス配管70、第3熱交換器60、第2圧縮機10の順番に、第2冷媒が流れる。

冷房運転時にだけ第3熱交換器60に冷媒を流す流路切替弁52がなくなっている。その他の構成は、実施の形態15の場合と同じである。

[0107] 次に動作を説明する。この発明の実施の形態16での空気調和装置における冷房運転時の冷媒の状態変化は、実施の形態15の場合と同じく、実施の形態9の場合での図16とほぼ同じになる。

暖房運転時は、第4流量制御弁71が第3熱交換器60に第2冷媒を流さないように制御され、第2流量制御弁12は実施の形態3と同様に制御される。暖房運転時の冷媒の状態変化は、実施の形態15の場合と同じく、実施の形態3の場合での図8と同じになる。

[0108] 冷媒の状態変化が同じなので、この実施の形態16でも、実施の形態15と同じ効果が有る。

さらに、第4流量制御弁71が有るので、第3熱交換器60に流れる第2冷媒の流量を、第2熱交換器13に流れる第2冷媒の流量とは独立して制御でき、成績係数COPが最大になる動作条件を実現しやすいという効果が有る。また、第4流量制御弁71により暖房運転時に第3熱交換器60に第2冷媒を流さないことにより第3熱交換器60での熱交換量をゼロにできるので、実施の形態15の場合に必要なであった流路切替弁52が不要であるという効果が有る。

[0109] 第3放熱器50も備えれば、実施の形態11と同様に、圧縮機2から出る冷媒の温度が外気よりも高い場合は、第3放熱器50が有る方が成績係数COPをより改善できる

という効果が有る。第3放熱器50も備える場合は、暖房運転時には冷媒が第3放熱器50に流れなくする流路切替弁52とともに追加する。

[0110] 実施の形態17.

図25に、この発明による実施の形態17における冷房と暖房ができる空気調和装置の構成を説明する冷媒回路図を示す。実施の形態17は、第3放熱器50を備えるように実施の形態16を変更したものである。実施の形態16の図24と異なる点だけを説明する。

図25では、第3放熱器50と、暖房運転時に冷媒を第3放熱器50に流さないで第3熱交換器60に入れる流路変更手段である流路切替弁52とを追加している。

流路切替弁52は、圧縮機2と第3放熱器50の間に設ける。流路切替弁52では、第3放熱器50に入る冷媒配管6Aと、第3放熱器50と第3熱交換器60とをつなぐ冷媒配管6に接続される冷媒配管6Bの何れかに冷媒を流すことができる。

その他の構成は、実施の形態16の場合と同じである。

[0111] 次に動作を説明する。この発明の実施の形態17での空気調和装置における冷房運転時の冷媒の状態変化は、実施の形態11の場合での図18と同じになる。

暖房運転時は、第4流量制御弁71が第3熱交換器60に第2冷媒を流さないように制御され、第2流量制御弁12は実施の形態3と同様に制御される。暖房運転時の冷媒の状態変化は、実施の形態16の場合と同じく、実施の形態3の場合での図8と同じになる。

[0112] この実施の形態17では、実施の形態16の効果に加えて、第3放熱器50を備えることにより、第3放熱器50が無い場合よりも成績係数COPを改善できるという効果が有る。

この実施の形態17では、暖房運転時に第3熱交換器60に冷媒を流したが、流さないようにしても同じ効果が有る。

請求の範囲

- [1] 冷媒を圧縮する圧縮機と、冷媒の熱を放出させる放熱器と、冷媒を冷却する冷媒冷却手段と、冷媒の流量を調整する流量制御弁と、冷媒を蒸発させる蒸発器と、前記冷媒冷却手段における熱交換量を制御する熱交換量制御手段とを備え、前記圧縮機、前記放熱器、前記冷媒冷却手段、前記流量制御弁、前記蒸発器の順番に冷媒を循環させることを特徴とする冷凍装置。
- [2] 地球温暖化係数がフロンよりも小さい不燃性の冷媒を用い、前記冷媒冷却手段が、冷媒よりもエネルギー消費効率がよい第2冷媒を圧縮する第2圧縮機と、第2冷媒の熱を放出させる凝縮器と、第2冷媒の流量を調整する第2流量制御弁と、冷媒の熱により第2冷媒を蒸発させる第2蒸発器とを有し、前記第2圧縮機、前記凝縮器、前記第2流量制御弁、前記第2蒸発器の順番に第2冷媒を循環させることを特徴とする請求項1に記載の冷凍装置。
- [3] 前記圧縮機が圧縮途中に冷媒を吸入する中間圧吸入口を有し、前記流量制御弁から出る冷媒を気体と液体に分離する気液分離器と、該気液分離器で分離された気体の冷媒の一部または全部を前記中間圧吸入口に入れるバイパス配管と、前記気液分離器から出て前記蒸発器に入る冷媒の流量を調整する第3流量制御弁とを備えたことを特徴とする請求項1に記載の冷凍装置。
- [4] 前記圧縮機で圧縮された冷媒を圧縮する第3圧縮機と、前記流量制御弁から出る冷媒を気体と液体に分離する気液分離器と、該気液分離器で分離された気体の冷媒の一部または全部を前記第3圧縮機に入れるバイパス配管と、前記気液分離器から出て前記蒸発器に入る冷媒の流量を調整する第3流量制御弁とを備え、前記第3圧縮機から吐出された冷媒が前記放熱器に入ることを特徴とする請求項1に記載の冷凍装置。
- [5] 前記圧縮機から吐出される冷媒の熱を放出させる第3放熱器と、該第3放熱器で熱を放出させられた冷媒を圧縮する第3圧縮機とを備え、前記圧縮機から吐出された冷媒が前記第3放熱器、前記第3圧縮機、前記放熱器の順番に流れることを特徴とする請求項1に記載の冷凍装置。
- [6] 前記圧縮機で圧縮された冷媒を圧縮する第3圧縮機と、冷媒と第2冷媒との間で熱

交換を行う第3熱交換器とを備え、前記圧縮機から吐出された冷媒が前記第3熱交換器、前記第3圧縮機、前記放熱器の順番に流れ、前記第2蒸発器を出た第2冷媒が前記第3熱交換器、前記第2圧縮機の順番に流れることを特徴とする請求項2に記載の冷凍装置。

- [7] 前記圧縮機で圧縮された冷媒を圧縮する第3圧縮機と、冷媒と第2冷媒との間で熱交換を行う第3熱交換器と、該第3熱交換器を流れる第2冷媒の流量を調整する第4流量制御弁とを備え、前記圧縮機から吐出された冷媒が前記第3熱交換器、前記第3圧縮機、前記放熱器の順番に流れ、前記凝縮器を出た第2冷媒の一部が前記第4流量制御弁、前記第3熱交換器、前記第2圧縮機の順番に流れることを特徴とする請求項2に記載の冷凍装置。
- [8] 前記熱交換量制御手段が、前記流量制御弁の出口における冷媒の乾き度と前記放熱器出口の冷媒を蒸発温度まで減圧した場合の乾き度との比の値である乾き度比を所定のセンサの計測値を用いて推定する乾き度比推定手段と、所定の動作条件において前記乾き度比を変化させた中での最大値との差が所定の範囲内である成績係数が得られる前記乾き度比の制御範囲を決定する乾き度比制御範囲決定手段と、前記乾き度比推定手段が推定した前記乾き度比が前記制御範囲に入るように前記冷媒冷却手段での熱交換量を制御する制御手段とを有することを特徴とする請求項1に記載の冷凍装置。
- [9] 前記熱交換量制御手段が、前記流量制御弁の出口における冷媒の乾き度と前記放熱器出口の冷媒を蒸発温度まで減圧した場合の乾き度との比の値である乾き度比を所定のセンサの計測値を用いて推定する乾き度比推定手段と、所定の動作条件において前記乾き度比を変化させた中での最大値との差が所定の範囲内である成績係数が得られる前記乾き度比の制御範囲を決定する乾き度比制御範囲決定手段と、前記乾き度比推定手段が推定した前記乾き度比が前記制御範囲に入るように前記冷媒冷却手段に流れる第2冷媒の流量を制御する制御手段とを有することを特徴とする請求項2に記載の冷凍装置。
- [10] 前記所定のセンサとして、前記流量制御弁の出口から前記蒸発器の入口までの間での冷媒の圧力を計測する第1圧力計測手段または前記流量制御弁の出口におけ

る冷媒の温度を計測する第1温度計測手段の何れか少なくとも一と、前記圧縮機から前記流量制御弁までの間での冷媒の圧力を計測する第2圧力計測手段と、前記流量制御弁の入口における冷媒の温度を計測する第2温度計測手段と、前記放熱器の出口における冷媒の温度を計測する第3温度計測手段とを備えることを特徴とする請求項8または請求項9に記載の冷凍装置。

- [11] 前記所定のセンサとして、前記流量制御弁の出口における冷媒の温度を計測する第1温度計測手段と、前記流量制御弁の入口における冷媒の温度を計測する第2温度計測手段と、前記放熱器の出口における冷媒の温度を計測する第3温度計測手段と、前記放熱器の入口における冷媒の温度を計測する第4温度計測手段と、前記圧縮機の入口における冷媒の温度を計測する第5温度計測手段とを備えることを特徴とする請求項8または請求項9に記載の冷凍装置。
- [12] 前記流量制御弁の入口における冷媒の温度である流量制御弁入口温度を計測する第2温度計測手段を備え、前記熱交換量制御手段が、所定の動作条件において前記流量制御弁入口温度を変化させた中での最大値との差が所定の範囲内である成績係数が得られる前記流量制御弁入口温度の制御範囲を決定する流量制御弁入口温度制御範囲決定手段と、前記第2温度計測手段により計測した冷媒の温度が前記制御範囲に入るように前記冷媒冷却手段での熱交換量を制御する制御手段を有することを特徴とする請求項1に記載の冷凍装置。
- [13] 前記流量制御弁の入口における冷媒の温度である流量制御弁入口温度を計測する第2温度計測手段を備え、前記熱交換量制御手段が、所定の動作条件において前記流量制御弁入口温度を変化させた中での最大値との差が所定の範囲内である成績係数が得られる前記流量制御弁入口温度の制御範囲を決定する流量制御弁入口温度制御範囲決定手段と、前記第2温度計測手段により計測した冷媒の温度が前記制御範囲に入るように前記冷媒冷却手段に流れる第2冷媒の流量を制御する制御手段を有することを特徴とする請求項2に記載の冷凍装置。
- [14] 前記放熱器の出口における冷媒の温度を計測する第3温度計測手段を備え、前記熱交換量制御手段が、前記第3温度計測手段で計測した温度と前記冷媒冷却手段での熱交換量とから前記流量制御弁の入口における冷媒の温度である流量制御弁

入口温度を推定する流量制御弁入口温度推定手段と、所定の動作条件において前記流量制御弁入口温度を変化させた中での最大値との差が所定の範囲内である成績係数が得られる前記流量制御弁入口温度の制御範囲を決定する流量制御弁入口温度制御範囲決定手段と、前記流量制御弁入口温度推定手段が推定した前記流量制御弁入口温度が前記制御範囲に入るように前記冷媒冷却手段での熱交換量を制御する制御手段を有することを特徴とする請求項1に記載の冷凍装置。

- [15] 前記放熱器の出口における冷媒の温度を計測する第3温度計測手段を備え、前記熱交換量制御手段が、前記第3温度計測手段で計測した温度と前記冷媒冷却手段での熱交換量とから前記流量制御弁の入口における冷媒の温度である流量制御弁入口温度を推定する流量制御弁入口温度推定手段と、所定の動作条件において前記流量制御弁入口温度を変化させた中での最大値との差が所定の範囲内である成績係数が得られる前記流量制御弁入口温度の制御範囲を決定する流量制御弁入口温度制御範囲決定手段と、流量制御弁入口温度推定手段が推定した前記流量制御弁入口温度が前記制御範囲に入るように前記冷媒冷却手段に流れる第2冷媒の流量を制御する制御手段を有することを特徴とする請求項2に記載の冷凍装置。
- [16] 前記流量制御弁の出口から前記蒸発器の入口までの間での冷媒の圧力を計測する第1圧力計測手段または前記流量制御弁の出口における冷媒の温度を計測する第1温度計測手段の何れか少なくとも一を備え、前記第1圧力計測手段で計測した冷媒の圧力または前記第1温度計測手段で計測した冷媒の温度を用いて前記乾き度比制御範囲決定手段が前記乾き度比の制御範囲を決定することを特徴とする請求項8または請求項9に記載の冷凍装置。
- [17] 前記放熱器の出口から前記流量制御弁の入口までの間での冷媒の圧力を計測する第2圧力計測手段を備え、前記第2圧力計測手段で計測した冷媒の圧力を用いて前記乾き度比制御範囲決定手段が前記乾き度比の制御範囲を決定することを特徴とする請求項8または請求項9に記載の冷凍装置。
- [18] 前記流量制御弁の出口から前記蒸発器の入口までの間での冷媒の圧力を計測する第1圧力計測手段または前記流量制御弁の出口における冷媒の温度を計測する第1温度計測手段の何れか少なくとも一を備え、前記第1圧力計測手段で計測した冷

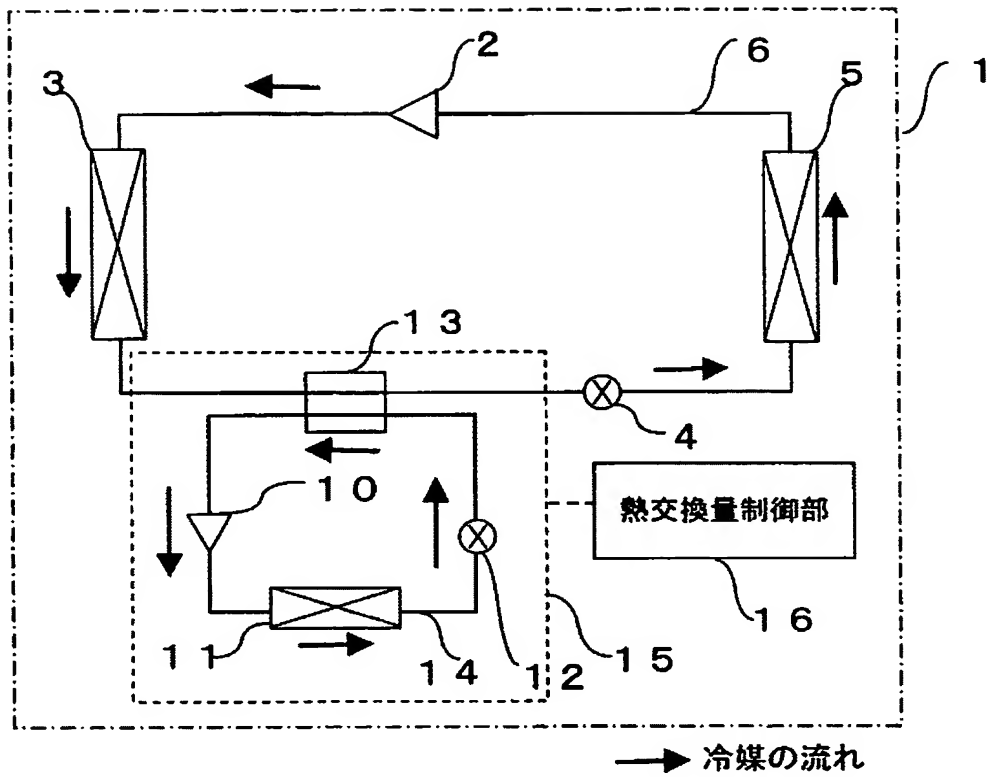
媒の圧力または前記第1温度計測手段で計測した冷媒の温度を用いて前記流量制御弁入口温度制御範囲決定手段が前記流量制御弁入口温度の制御範囲を決定することを特徴とする請求項14～請求項17の何れかーに記載の冷凍装置。

- [19] 前記放熱器の出口から前記流量制御弁の入口までの間での冷媒の圧力を計測する第2圧力計測手段を備え、前記第2圧力計測手段で計測した冷媒の圧力を用いて前記流量制御弁入口温度制御範囲決定手段が前記流量制御弁入口温度の制御範囲を決定することを特徴とする請求項14～請求項17の何れかーに記載の冷凍装置。
- [20] 冷媒を圧縮する圧縮機と、該圧縮機から吐出される冷媒が流れる方向を切替える四方弁と、冷媒と外気との間で熱交換を行う室外熱交換器と、冷媒を冷却または加熱する冷媒冷却加熱手段と、冷媒の流量を調整する流量制御弁と、冷媒と室内の空気との間で熱交換を行う室内熱交換器と、前記冷媒冷却加熱手段における熱交換量を制御する熱交換量制御手段とを備え、冷房運転時に、前記圧縮機、前記室外熱交換器、前記冷媒冷却加熱手段、前記流量制御弁、前記室内熱交換器の順番に冷媒を循環させ、暖房運転時に、前記圧縮機、前記室内熱交換器、前記流量制御弁、前記冷媒冷却加熱手段、前記室外熱交換器の順番に冷媒を循環させることを特徴とする空気調和装置。
- [21] 地球温暖化係数がフロンよりも小さい不燃性の冷媒を用い、前記冷媒冷却過熱手段が、冷媒よりもエネルギー消費効率がよい第2冷媒を圧縮する第2圧縮機と、該第2圧縮機から吐出される第2冷媒が流れる方向を切替える第2四方弁と、第2冷媒と外気の間で熱交換を行う第1熱交換器と、第2冷媒の流量を調整する第2流量制御弁と、冷媒と第2冷媒の間で熱交換を行う第2熱交換器とを有し、冷房運転時に、前記第2圧縮機、前記第1熱交換器、前記第2流量制御弁、前記第2熱交換器の順番に第2冷媒を循環させ、暖房運転時に、前記第2圧縮機、前記第2熱交換器、前記第2流量制御弁、前記第1熱交換器の順番に第2冷媒を循環させることを特徴とする請求項20に記載の空気調和装置。
- [22] 前記圧縮機が圧縮途中に冷媒を吸入する中間圧吸入口を有し、前記室内熱交換器に出入りする冷媒の流量を調整する第3流量制御弁と、冷媒を気体と液体に分離する気液分離器と、該気液分離器で分離された気体の冷媒の一部または全部を前記

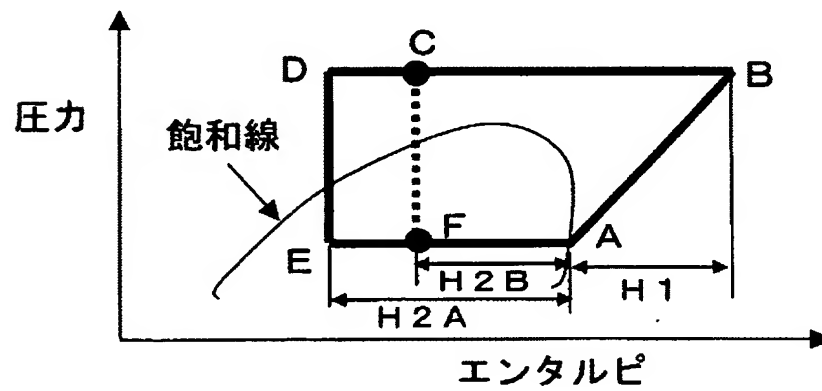
- 中間圧吸入口に入れるバイパス配管とを備え、冷房運転時に、前記流量制御弁、前記気液分離器、前記第3流量制御弁、前記室内熱交換器の順番に冷媒を流し、暖房運転時に前記室内熱交換器、前記第3流量制御弁、前記気液分離器、前記流量制御弁の順番に冷媒を流すことを特徴とする請求項20に記載の空気調和装置。
- [23] 前記圧縮機で圧縮された冷媒を圧縮する第3圧縮機と、前記室内熱交換器に出入りする冷媒の流量を調整する第3流量制御弁と、冷媒を気体と液体に分離する気液分離器と、該気液分離器で分離された気体の冷媒の一部または全部を前記第3圧縮機に入れるバイパス配管とを備え、前記第3圧縮機から吐出された冷媒が前四方弁に入り、冷房運転時に、前記流量制御弁、前記気液分離器、前記第3流量制御弁、前記室内熱交換器の順番に冷媒を流し、暖房運転時に前記室内熱交換器、前記第3流量制御弁、前記気液分離器、前記流量制御弁の順番に冷媒を流すことを特徴とする請求項20に記載の空気調和装置。
- [24] 前記圧縮機から吐出される冷媒の熱を放出させる第3放熱器と、該第3放熱器で熱を放出させられた冷媒を圧縮する第3圧縮機と、前記圧縮機から吐出される冷媒を、冷房運転時に前記第3放熱器に入れ、暖房運転時に前記第3圧縮機に入れる流路変更手段とを備えたことを特徴とする請求項20に記載の空気調和装置。
- [25] 前記圧縮機で圧縮された冷媒を圧縮する第3圧縮機と、冷媒と第2冷媒の間で熱交換を行う第3熱交換器と、冷房運転時に前記圧縮機から吐出された冷媒を前記第3熱交換器、前記第3圧縮機の順番に流し、暖房運転時に前記圧縮機から吐出された冷媒を前記第3圧縮機に流す流路変更手段とを備え、前記第3圧縮機から吐出された冷媒が前記四方弁に入り、前記第2熱交換器を出た第2冷媒が前記第3熱交換器、前記第2圧縮機の順番に流れることを特徴とする請求項21に記載の空気調和装置。
- [26] 前記圧縮機で圧縮された冷媒を圧縮する第3圧縮機と、冷媒と第2冷媒の間で熱交換を行う第3熱交換器と、該第3熱交換器を流れる第2冷媒の流量を調整する第4流量制御弁とを備え、前記圧縮機から吐出された冷媒が前記第3熱交換器、前記第3圧縮機、前記四方弁の順番に流れ、前記第1熱交換器を出た第2冷媒の一部が前記第4流量制御弁、前記第3熱交換器、前記第2圧縮機の順番に流れることを特徴と

する請求項21に記載の空気調和装置。

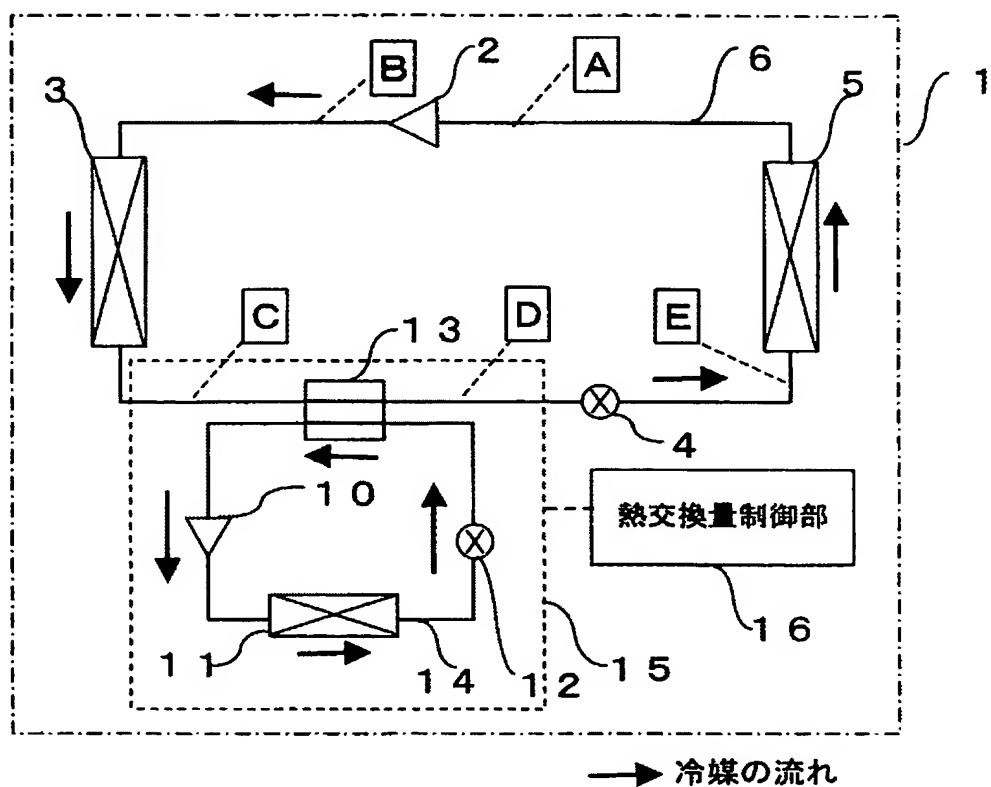
[図1]



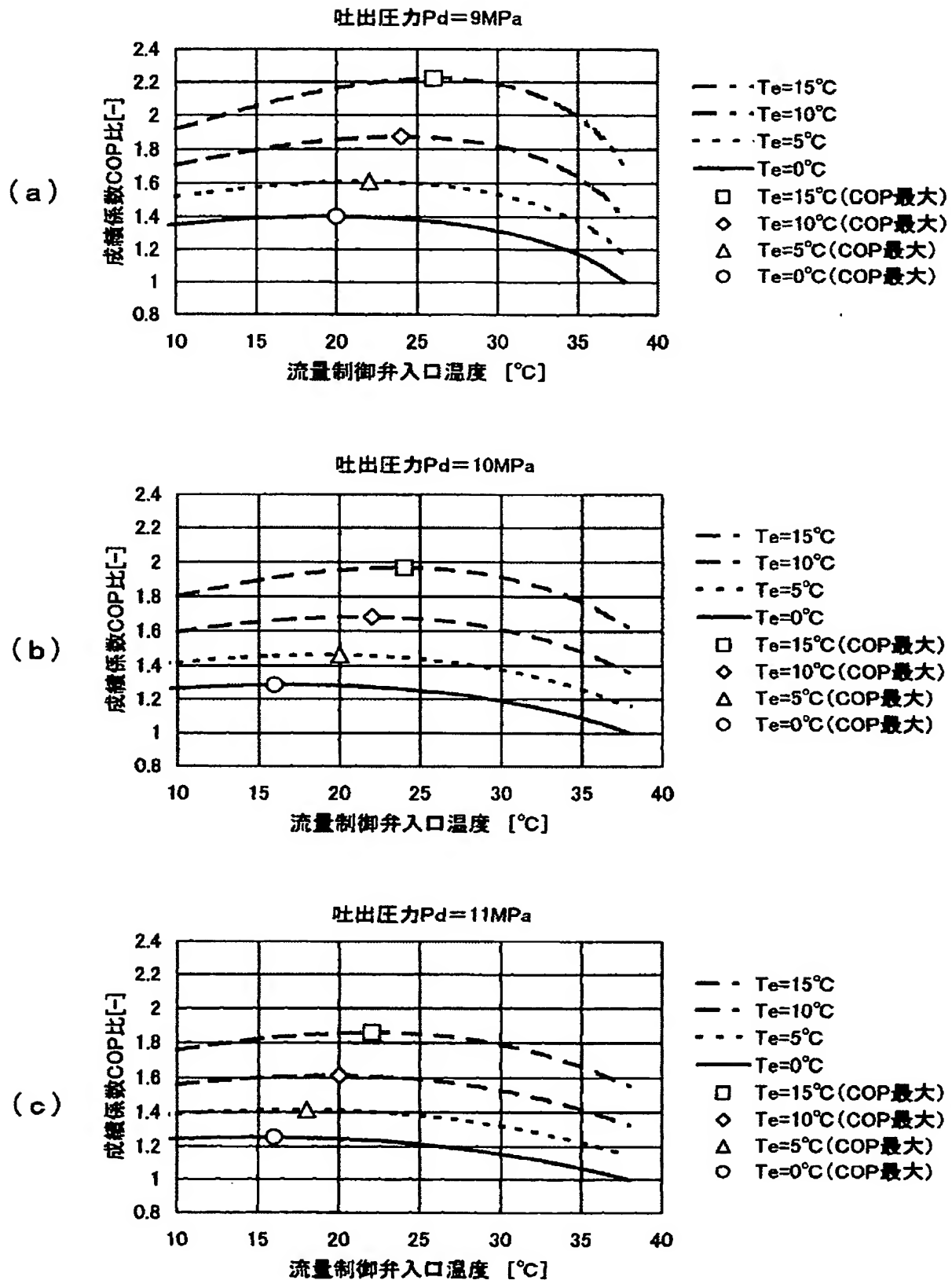
[図2]



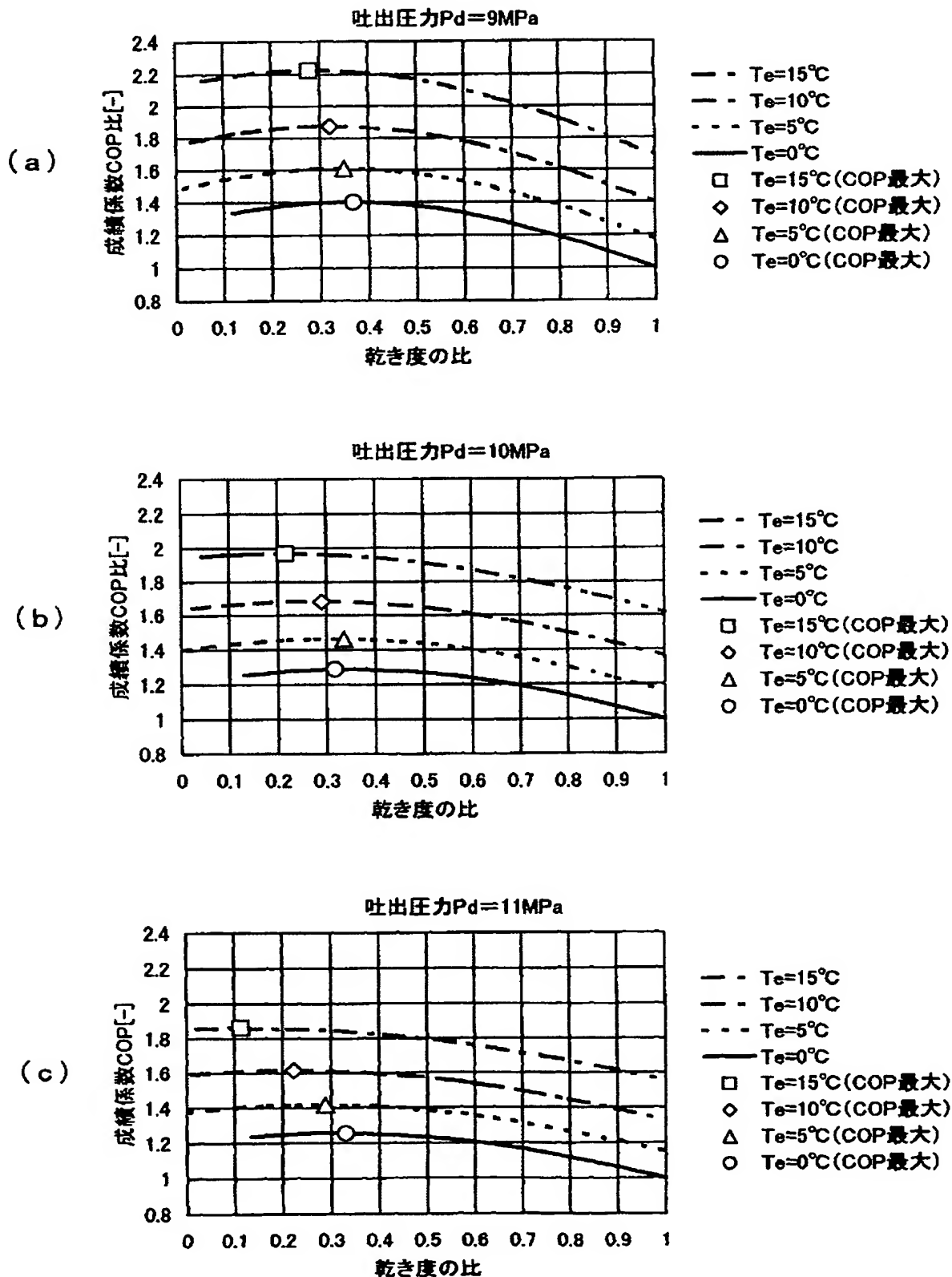
[図3]



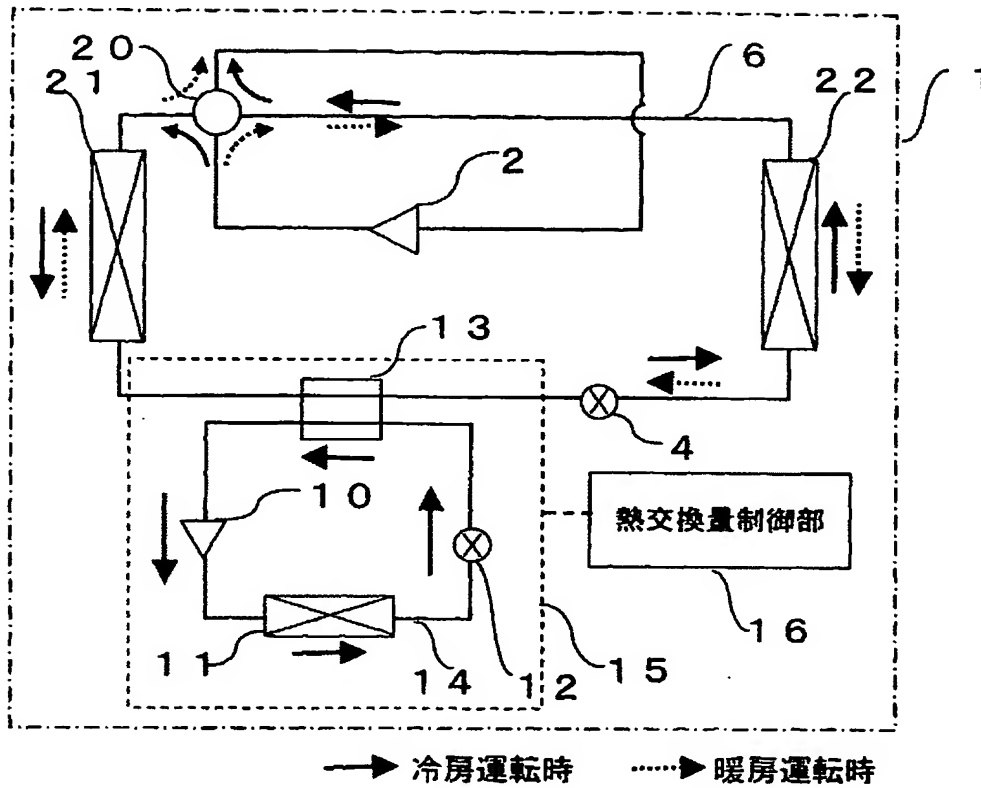
[図4]



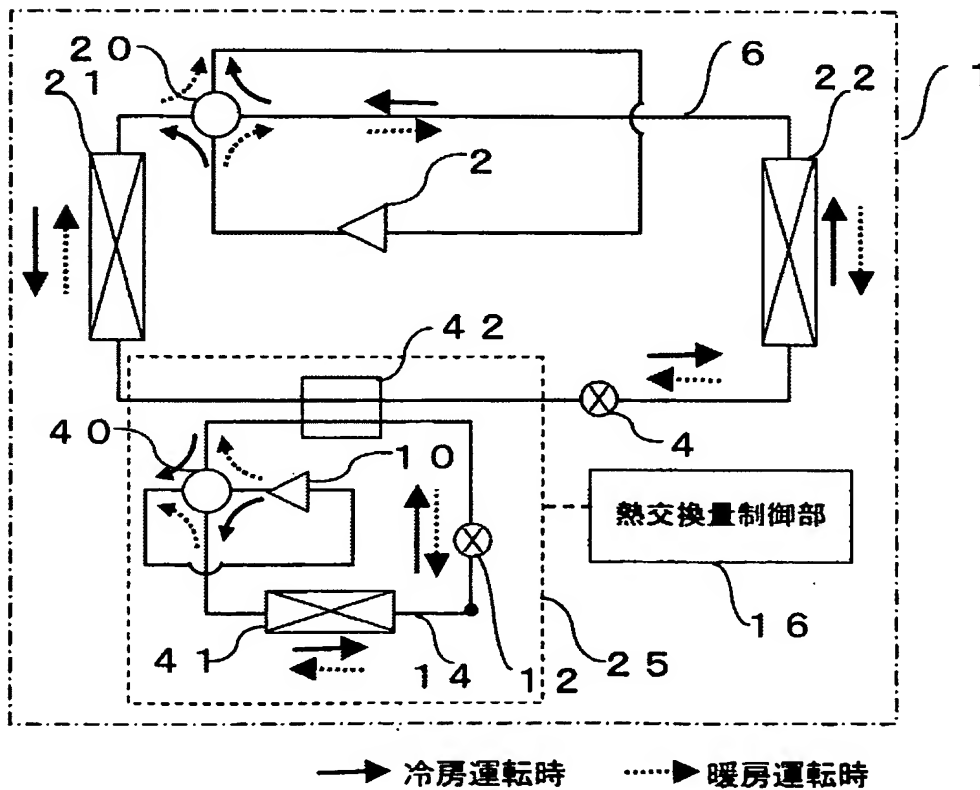
[図5]



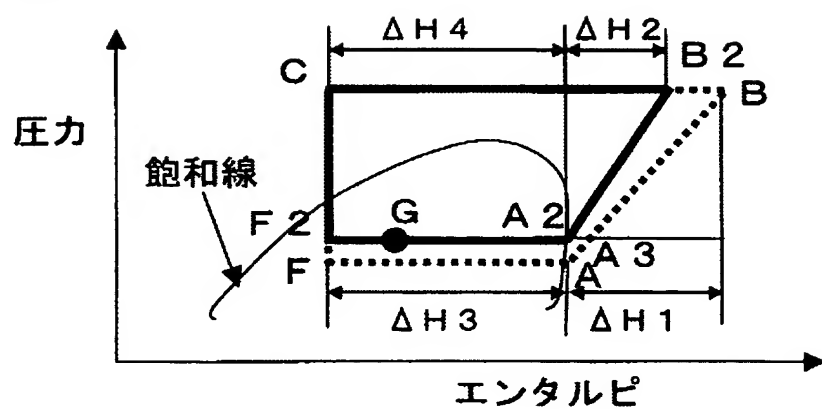
[図6]



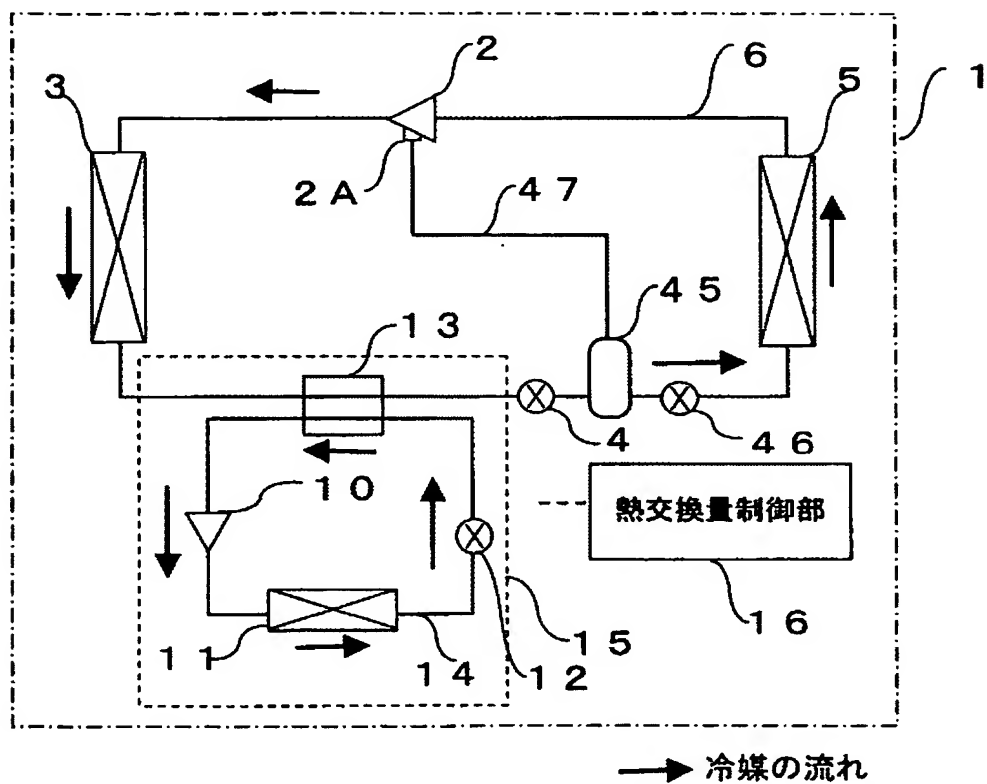
[図7]



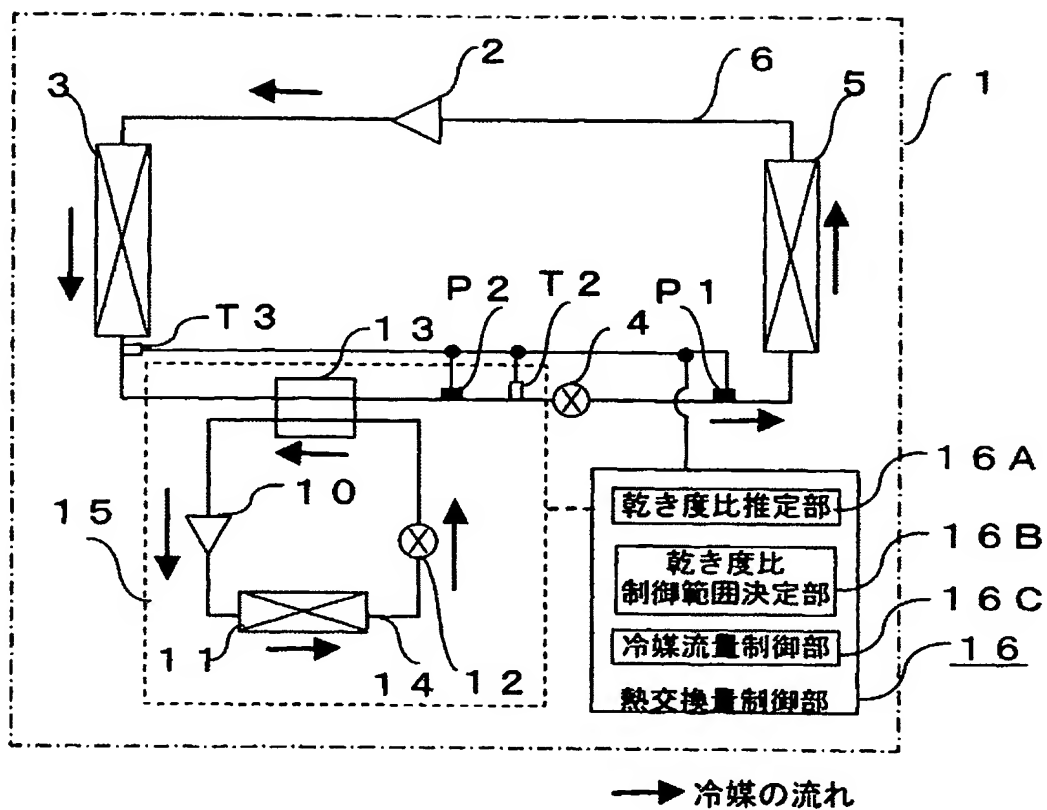
[図8]



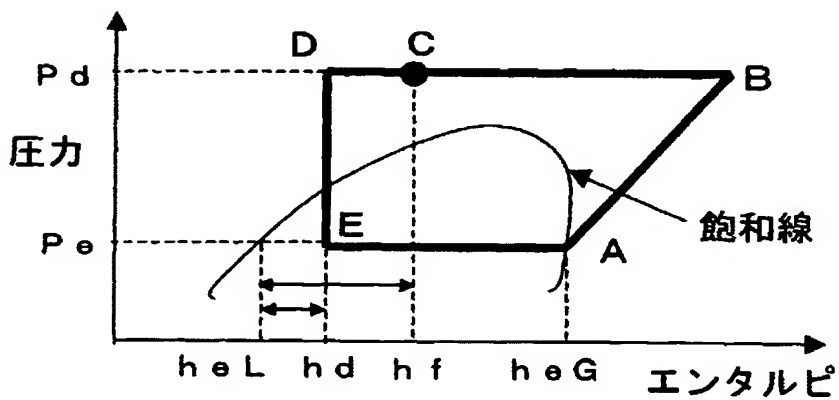
[図9]



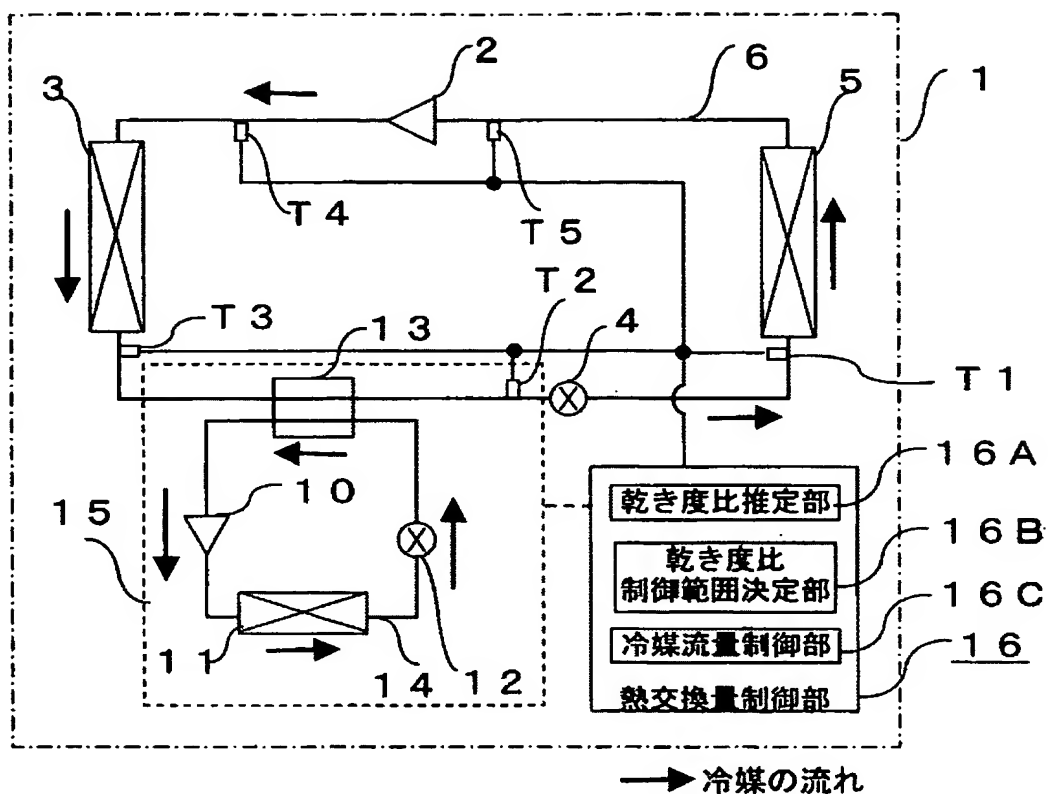
[図10]



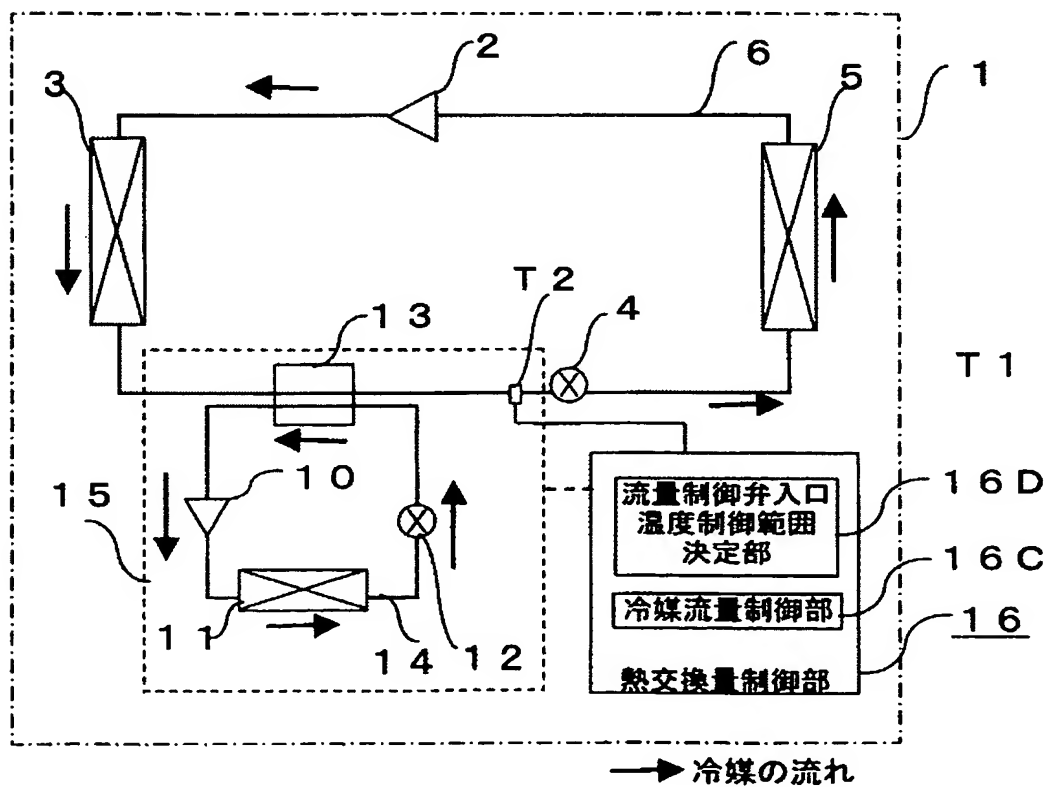
[図11]



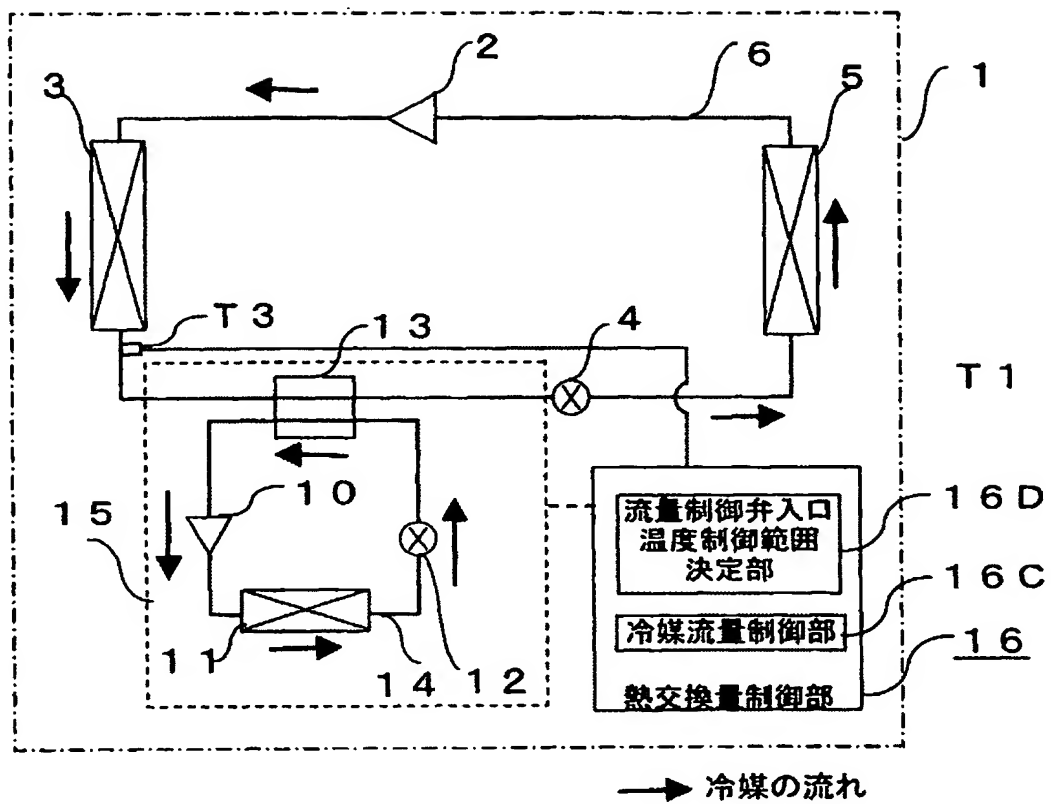
[図12]



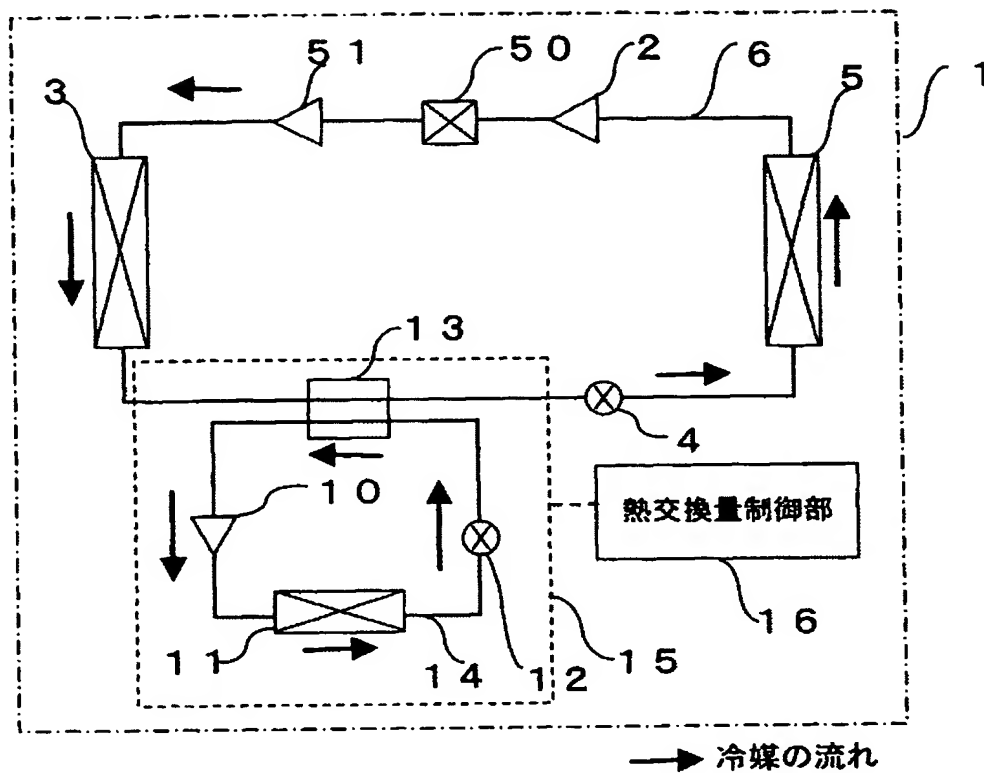
[図13]



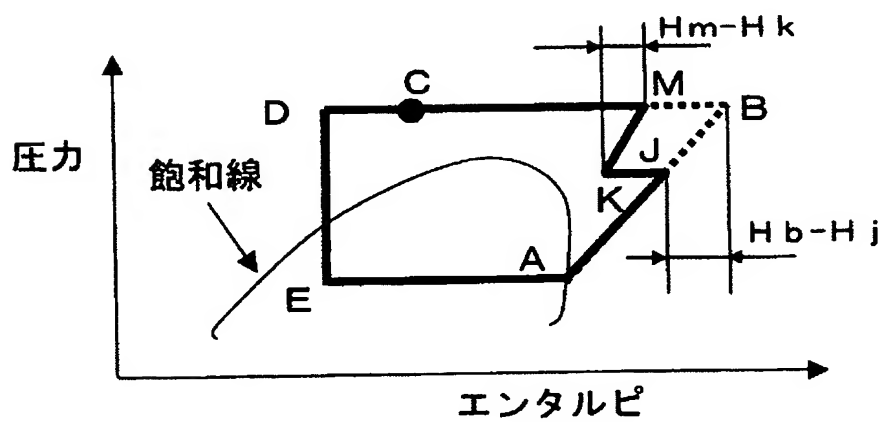
[図14]



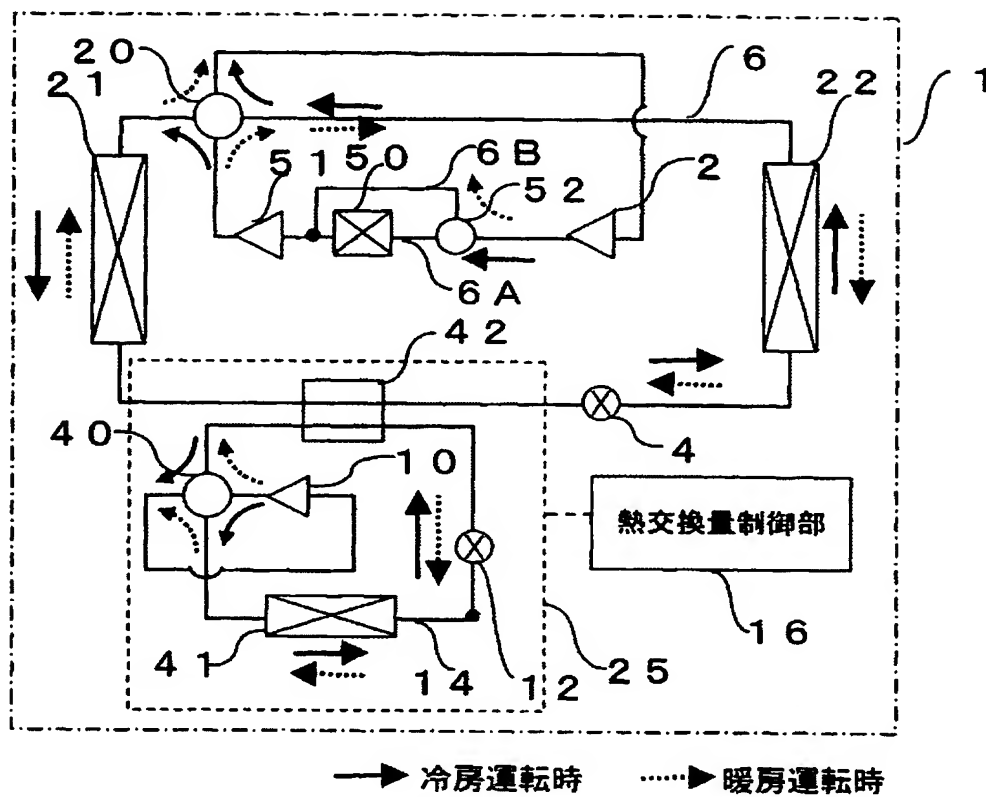
[図15]



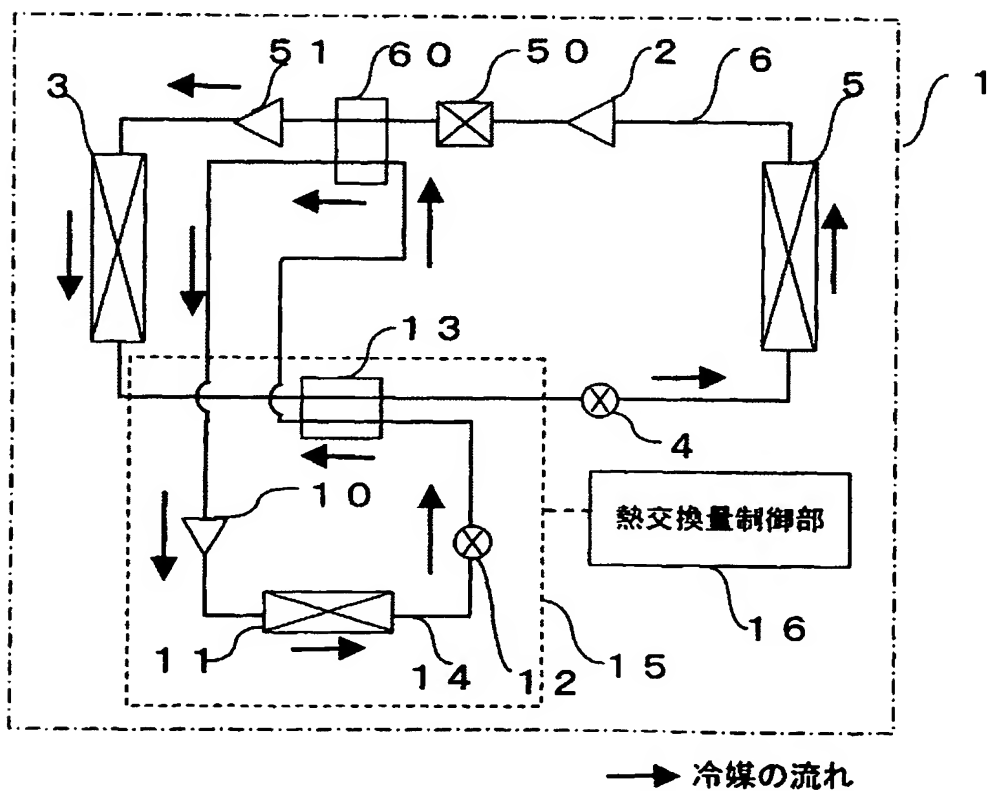
[図16]



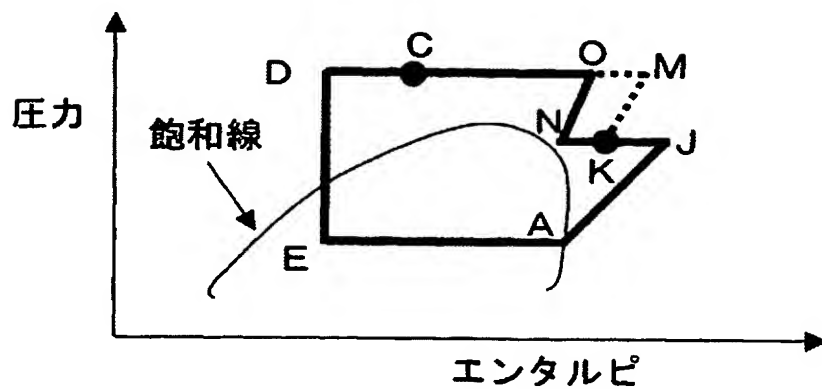
[図17]



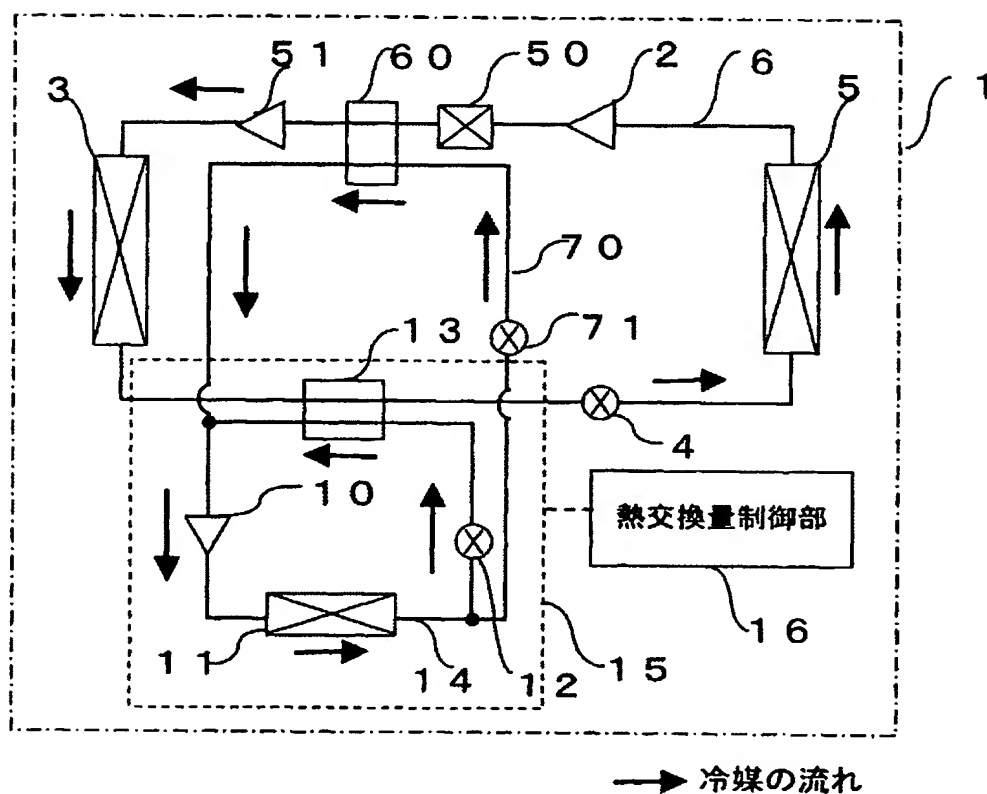
[図18]



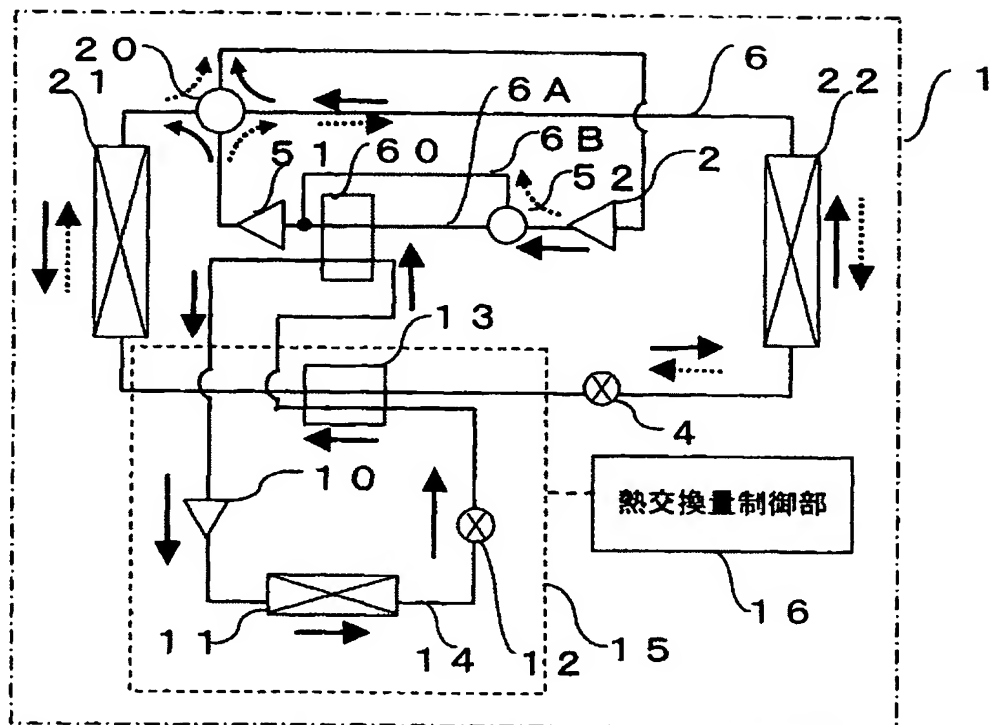
[図19]



[図20]

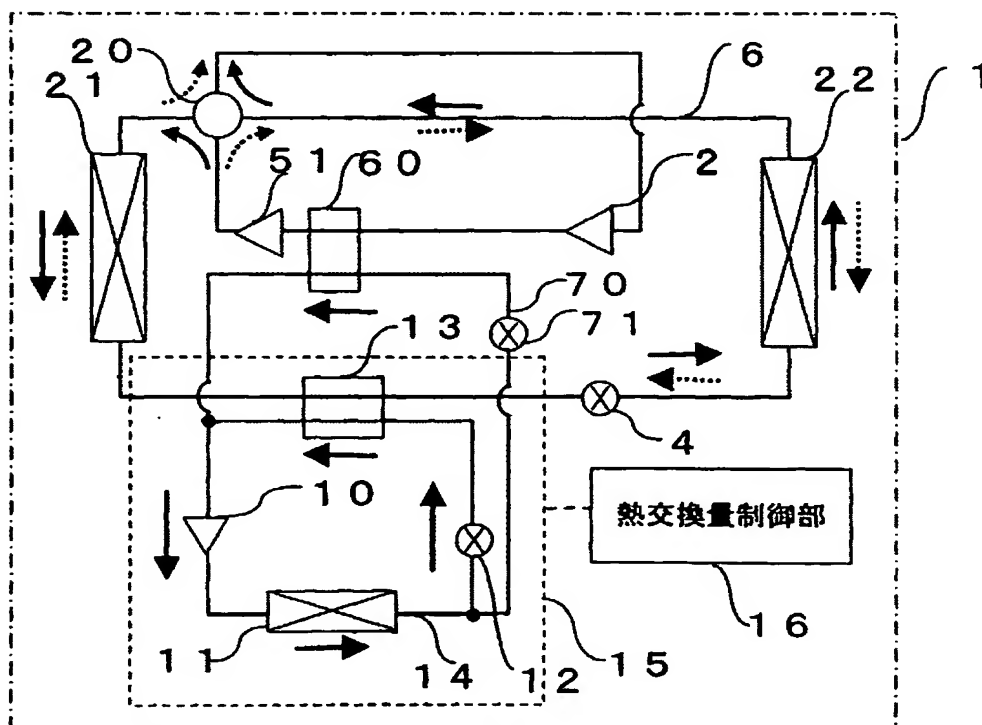


[図21]



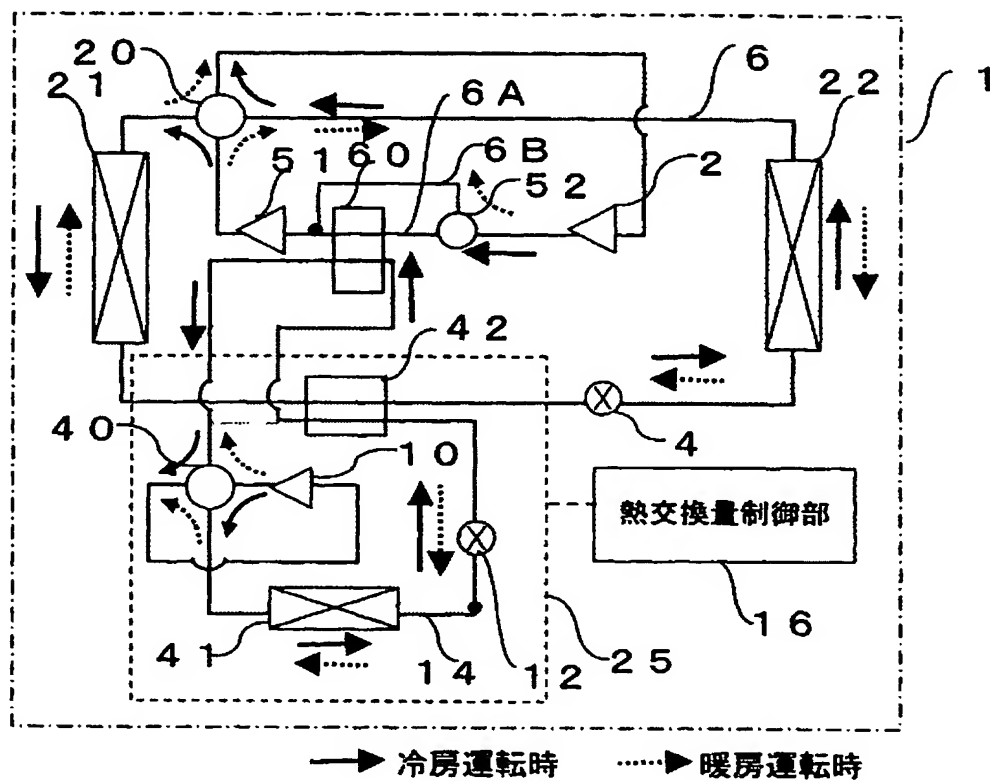
→ 冷房運転時 暖房運転時

[図22]

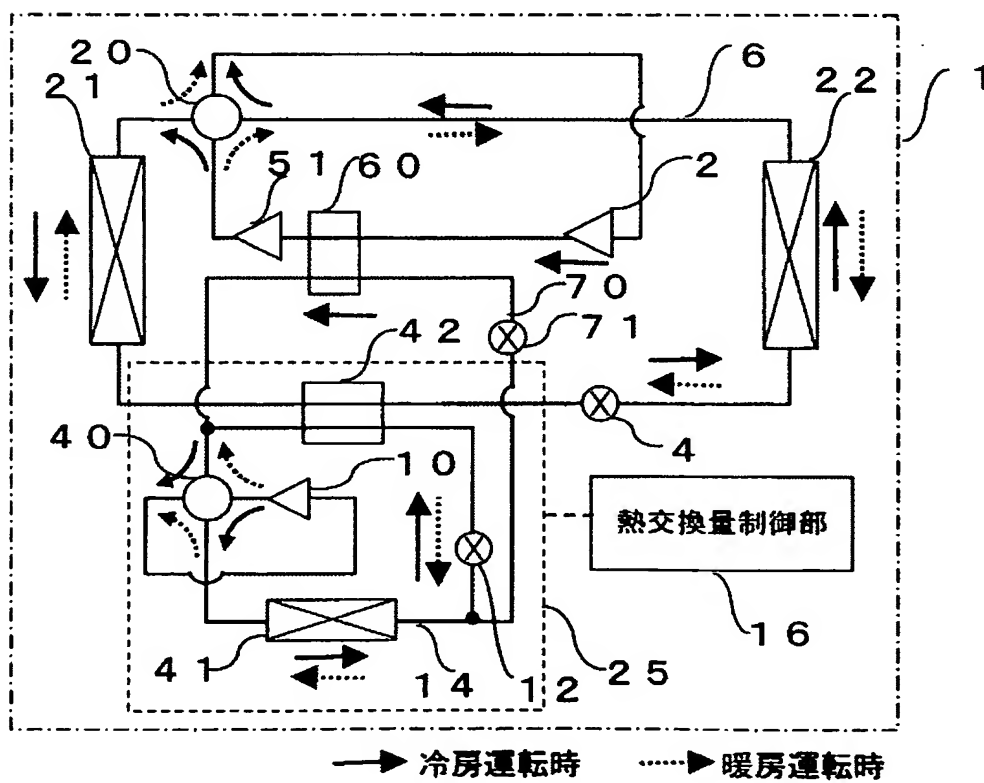


→ 冷房運転時 暖房運転時

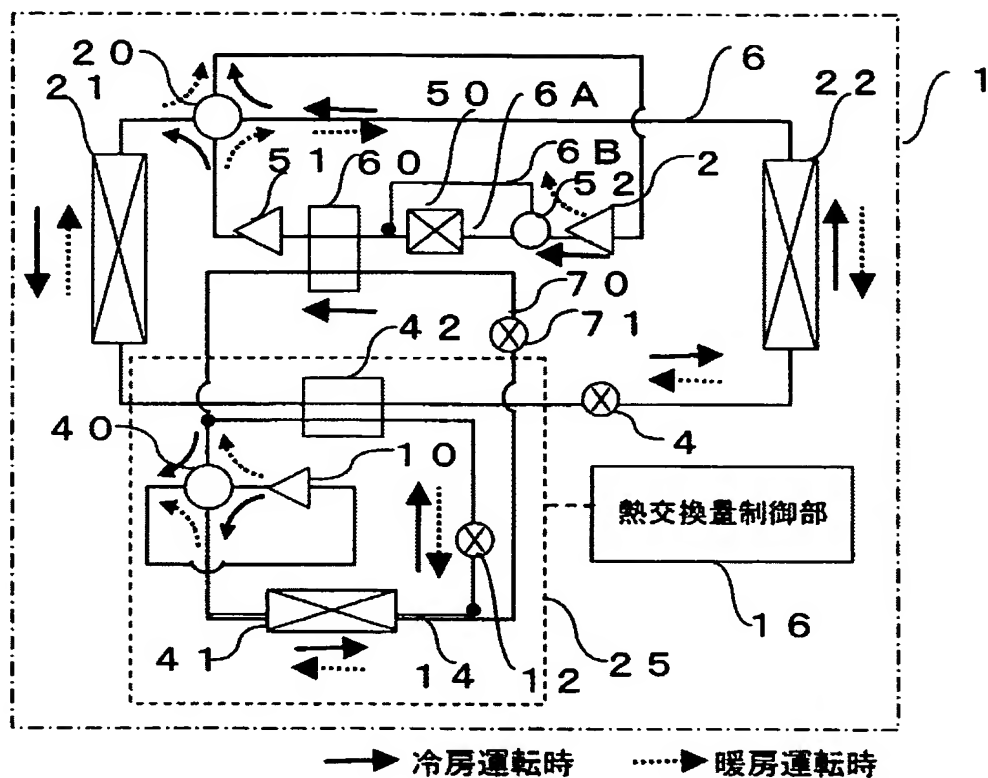
[図23]



[図24]



[図25]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2004/017458

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl⁷ F25B1/00, F25B7/00

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
Int.Cl⁷ F25B1/00, F25B7/00

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched
Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2005
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2005 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2005

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X Y	JP 2001-91074 A (Sanyo Electric Co., Ltd.), 06 April, 2001 (06.04.01), Par. Nos. [0007] to [0009]; Fig. 1 (Family: none)	1, 2 3-6, 14, 20-23, 25
Y	JP 2001-317820 A (Hitachi, Ltd.), 16 November, 2001 (16.11.01), Par. No. [0009]; Fig. 1 (Family: none)	3, 22
Y	JP 2001-56157 A (Daikin Industries, Ltd.), 27 February, 2001 (27.02.01), Par. Nos. [0020] to [0026]; Fig. 1 (Family: none)	4, 23

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&" document member of the same patent family
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	

Date of the actual completion of the international search
24 February, 2005 (24.02.05)

Date of mailing of the international search report
15 March, 2005 (15.03.05)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2004/017458

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2002-107044 A (Sanyo Electric Co., Ltd.), 10 April, 2002 (10.04.02), Par. No. [0053]; Fig. 10 (Family: none)	5
Y	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 74024/1979 (Laid-open No. 174571/1980) (Mayekawa Mfg., Ltd.), 15 December, 1980 (15.12.80), Page 3, line 19 to page 5, line 9; Fig. 1 (Family: none)	6, 25
Y A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 15607/1983 (Laid-open No. 120876/1984) (Sanyo Electric Co., Ltd.), 15 August, 1984 (15.08.84), Page 4, line 6 to page 5, line 17; Fig. 3 (Family: none)	14 8-13, 15-19
Y	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 41102/1988 (Laid-open No. 144770/1989) (Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.), 04 October, 1989 (04.10.89), Page 1, line 16 to page 4, line 5; Fig. 2 (Family: none)	20-23, 25

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. C17 F25B1/00, F25B7/00

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. C17 F25B1/00, F25B7/00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2005年
日本国実用新案登録公報	1996-2005年
日本国登録実用新案公報	1994-2005年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X	J P 2001-91074 A (三洋電機株式会社)	1, 2
Y	2001. 04. 06、段落【0007】-【0009】、第1図 (ファミリーなし)	3-6, 14, 20-23, 25
Y	J P 2001-317820 A (株式会社日立製作所)	3, 22
	2001. 11. 16、段落【0009】、第1図 (ファミリーなし)	

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

24. 02. 2005

国際調査報告の発送日

15. 3. 2005

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

谷口 耕之助

3M

3332

電話番号 03-3581-1101 内線 3376

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	JP 2001-56157 A (ダイキン工業株式会社) 2001. 02. 27、段落【0020】-【0026】、第1図 (ファミリーなし)	4, 23
Y	JP 2002-107044 A (三洋電機株式会社) 2002. 04. 10、段落【0053】、第10図 (ファミリーなし)	5
Y	日本国実用新案登録出願54-74024号 (日本国実用新案登録 出願公開55-174571号) の願書に添付した明細書及び図面 の内容を記録したマイクロフィルム (株式会社前川製作所) 1980. 12. 15、第3頁第19行-第5頁第9行、第1図 (ファミリーなし)	6, 25
Y A	日本国実用新案登録出願58-15607号 (日本国実用新案登録 出願公開59-120876号) の願書に添付した明細書及び図面 の内容を記録したマイクロフィルム (三洋電機株式会社) 1984. 08. 15、第4頁第6行-第5頁第17行、第3図 (ファミリーなし)	14 8-13, 15-19
Y	日本国実用新案登録出願63-41102号 (日本国実用新案登録 出願公開1-144770号) の願書に添付した明細書及び図面 の内容を記録したマイクロフィルム (三菱重工業株式会社) 1989. 10. 04、第1頁第16行-第4頁第5行、第2図 (ファミリーなし)	20-23, 25